

ГІДРОПРЕСИ ПРЕСОВЕ ОБЛАДНАННЯ

Навчальний посібник

Рекомендовано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського
як навчальний посібник для здобувачів ступеня бакалавра
за освітньою програмою *«Інжиніринг паковань та пакувального обладнання»*,
«Інжиніринг та комп'ютерно-інтегровані технології
проектування інноваційного галузевого обладнання»
спеціальності *131 «Прикладна механіка»*
133 «Галузеве машинобудування»

Укладачі: В.І.Сівецький, Д.Г.Швачко

Електронне мережеве навчальне видання

Київ
КПІ ім. ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО
2023

УДК 678.057.74(075.8)

Укладачі: Сівецький Володимир Іванович, к-т техн. наук, професор,
Швачко Денис Григорович, асистент

Рецензент Степанюк А.Р., канд. техн. наук, доцент, КПІ ім. Ігоря Сікорського

Відповідальний редактор Сокольський О.Л., д-р. техн. наук, доцент

*Гриф надано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського
(протокол № 2 від 26 жовтня 2023 р.)
за поданням вченої ради інженерно-хімічного факультету (протокол № 5 від 24 квітня 2023 р.)*

Пресове обладнання [Електронний ресурс] : навч. посіб. для здобувачів ступеня бакалавра за освіт. програмою «Інжиніринг пакування та пакувального обладнання», «Інжиніринг та комп'ютерно-інтегровані технології проектування інноваційного галузевого обладнання» спец. 131 «Прикладна механіка», 133 «Галузеве машинобудування», / КПІ ім. Ігоря Сікорського ; уклад.: В.І. Сівецький, Д.Г. Швачко. – Електрон. текст. дані (1 файл). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2023. – 147 с.

Призначення посібника – закріпити та поглибити теоретичний програмний матеріал курсу лекцій навчальної дисципліни «Пресове обладнання» з метою вивчення новітнього устаткування галузі та можливостей вдосконалення і підвищення ефективності обладнання, що використовується при таблетуванні різноманітної порошкоподібної та волокнистої сировини або продукції полімерної, харчової, та інших промисловостей.

В посібнику розглядаються конструкції та методика проектування кривошипних, ротаційних і гідравлічних машин для таблетування, а також черв'ячних таблетуючих механізмів і питання отримання з попоршкоподібних і волокнистих матеріалів таблеток заданих об'ємів та форми зручної для подальшої переробки методом пресування та іншими.

Посібник орієнтує студентів на сучасний світовий рівень науково-технічного прогресу в галузі переобки полімерних матеріалів у вироби та деталі методами таблетування та пресування.

УДК 678.057.74(075.8)

Реєстр. № НП 23/24-079. Обсяг 6,5 авт. арк.

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»
проспект Берестейський, 37, м. Київ, 03056

<https://kpi.ua>

Свідоцтво про внесення до Державного реєстру видавців, виготовлювачів
і розповсюджувачів видавничої продукції ДК № 5354 від 25.05.2017 р.

© КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2023

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
РОЗДІЛ 1. МАШИНИ ДЛЯ ТАБЛЕТУВАННЯ.....	6
1.1.Класифікація таблетмашин.....	6
1.2. Кривошипні таблетмашини	12
1.2.1. Кінематика механізмів кривошипних таблетмашин	18
1.2.2. Силовий розрахунок механізмів.....	46
1.2.3.Третья при таблетуванні та зусилля пресування.....	57
1.2.4. Зв'язок розмірів таблеток з зусиллями таблетування.....	62
1.2.5.Устаткування для нагріву таблеток.....	66
1.2.6. Черв'ячні пластикуюче-таблетуючі механізми	70
1.3.Ротаційні таблетмашини.....	75
1.3.1. Конструкції ротаційних таблетмашин та їх характеристики	75
1.3.2. Параметричні розрахунки.....	82
1.3.3. Силовий розрахунок	85
1.4. Гідравлічні таблетмашини.....	90
1.4.1. Принцип дії гідравлічної таблетмашини.....	93
РОЗДІЛ 2. ГІДРАВЛІЧНІ ПРЕСИ.....	105
2.1. Конструкція та класифікація гідропресів.....	105
2.2. Базові параметри гідравлічних пресів та їх розрахунок.....	108
2.3 Циклограма роботи та продуктивність преса	112
2.4. Конструкція та розрахунок вузлів і деталей преса.....	115
2.4.1. Станини.....	115
2.4.2. Гідроциліндри.....	120
2.4.3. Ущільнення рухомих та нерухомих з'єднань	127
2.4.4. Нагрівальні плити.....	131
2.5. Роторні преси та роторні лінії	133
2.6. Преси-автомати	136
2.6.1.Механізми автоматичного завантаження матеріалів та зняття виробів... 137	
2.6.2.Спеціалізовані преси	140
Література.....	143

ВСТУП

Пресування — найпоширеніший метод виробництва виробів із реактопластів і гумових сумішей, часом він застосовується й при отриманні виробів із термопластів. Метод заснований на здатності цих матеріалів переходити при нагріванні у в'язкотекучий стан і полягає у формуванні виробу з розплаву в замкнутому обсязі шляхом створення в матеріалі незворотних деформацій.

Фіксація заданих розмірів та конфігурації виробу відбувається внаслідок затвердіння при переробці реактопластів, протікання хімічної реакції вулканізації гумових сумішей або в результаті охолодження термопластичного матеріалу.

У промисловості знайшли застосування різні технологічні схеми методу пресування, які відрізняються один від одного способами нагріву матеріалу, його введення у пресформу і подальшого пресування наступними методами: пряме (компресійне), литтєве (трансферне) та безперервне профільне (штранг-пресування). Вказані технологічні схеми пресування, включають такі операції: переведення матеріалу в в'язкотекучий стан шляхом нагрівання, деформування матеріалу з метою надання йому необхідної конфігурації і витримка відформованого виробу при необхідних температурі та тиску протягом часу необхідного для фіксації його форми.

При змиканні форми, що супроводжується нагріванням матеріалу, відбувається пресування пресматеріалу, надання виробу формостійкості в результаті протікання в матеріалі реакції затвердіння (вулканізації), відбувається подальше вилучення виробу з нагрітої форми без охолодження. У разі пресування термопластичного матеріалу затвердіння матеріалу може відбуватися тільки при охолодженні пресформи, що значно подовжує виробничий цикл і робить виготовлення деталей з термопластів методом пресування економічно недоцільним.

Прямим (компресійним) пресуванням виготовляються прості за формою вироби з усіх видів пресматеріалів, включаючи волокніти. Застосування попереднього підігріву таблетованої сировини або попередньої підготовки матеріалу в черв'ячних пластикаторах значно збільшують продуктивність методу пресування.

Для реалізації процесів таблетування різноманітних прес-матеріалів використовуються таблеточні машини. Вони широко застосовуються в

промисловості пластичних мас у процесах переробки термореактивних пресматеріалів у вироби. Таблетування пресматеріалу (утворення компактної таблетки) полегшує операції дозування та попереднього підігріву матеріалу перед пресуванням виробів.

Процес таблетування поширений у багатьох галузях народного господарства. У фармацевтичній промисловості таблетування використовується для виготовлення лікарських таблеток, у харчовій – для виготовлення брикетів із концентратів або для пресування цукру тощо. Таблетування застосовується також у порошковій металургії та у вугільній промисловості, у хімічній та нафтохімічній промисловості при виробництві каталізаторних таблеток та кілець тощо.

У пропонованій читачеві монографії викладаються питання технології процесу таблетування сипучого матеріалу; аналізуються властивості пресматеріалів та основні закономірності, що характеризують процес отримання таблетки. Велику увагу в книзі приділено розгляду конструкцій та розрахунку таблетмашин, призначених для таблетування порошкових та волокнистих пресматеріалів у промисловості пластмас та деяких суміжних областях. У книзі висвітлено досвід конструювання агрегатів таблетування, автоматичних пресів та автоматичних ліній вітчизняного виробництва.

Викладені основи процесів пресування та таблетування пресматеріалів, наведені конструкції та розрахунки можуть бути використані не тільки при дослідженні та проектуванні машин у промисловості пластмас, а і при вирішенні аналогічних завдань для подібних машин в інших галузях народного господарства.

РОЗДІЛ 1. МАШИНИ ДЛЯ ТАБЛЕТУВАННЯ

1.1.Класифікація таблетмашин

Машини для таблетування (таблетмашини), що застосовуються в промисловості пластичних мас, а також в інших галузях народного господарства, мають різні конструктивні форми.

Таблетмашини можна класифікувати за такими ознаками, що характеризують найбільш суттєві особливості цих машин:

по типу приводу;

- за характером руху пресматеріалу, що обробляється в машині;
- за положенням осі переміщення основних робочих органів машини;
- за способом пресування (одно або двохсторонє);
- за характером руху робочих органів під час пресування;
- за типом пристроїв для компенсації тиску пресування.

Основним видом приводу виконавчих механізмів у таблетмашинах є механічний та гідравлічний.

Таблетмашини з механічним приводом поділяються за типом механізму, що здійснює основну операцію таблетування (пресування) - на кривошипні та кулачкові.

Кривошипні таблетмашини представляють собою автоматизований кривошипний (в окремому випадку ексцентриковий або колінно-важільний) прес з приводом всіх виконавчих механізмів від головного валу машини Рис. 1.1.

Механізм пресування кулачкових таблетмашин приводиться в рух від дискового або циліндричного кулачка.



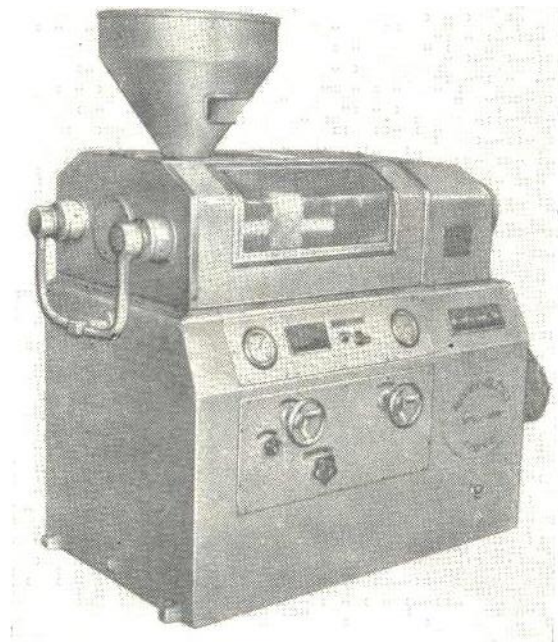
Рис. 1.1. Кривошипна таблетмашина



Рис.1.2. Ротаційна таблетмашина

Таблетмашини з приводом від циліндричного кулачка в модифікації з переносним обертовим рухом пресінструменту мають широке поширення і отримали назву ротаційних таблетмашин Рис.1.2. Всі операції таблетування у цих машинах виконуються одночасно на різних фазах. Паралельне проведення операцій здійснюється за рахунок використання декількох комплектів прес-інструменту, розміщених по колу ротора, що обертається.

Гідравлічні таблетмашини відрізняються від інших типів машин тим, що всі основні робочі операції виконуються механізмами з гідравлічними зв'язками Рис. 1.3. Тому гідравлічні таблетмашини в порівнянні з механічними мають наступні переваги: в них гнучкіше здійснюється управління, а застосування гідравлічних зв'язків дозволяє регулювати базові параметри технологічного процесу таблетування.



а) вертикальна компоновка

б) горизонтальна компоновка

Рис. 1.3. Гідравлічні таблетмашини

За характером руху оброблюваного об'єкта кривошипні та гідравлічні таблетмашини відносяться до машин-автоматів з періодичним рухом, ротаційні таблеткові машини - до машин-автоматів з безперервним рухом об'єкта, що обробляється.

Залежно від положення вісі переміщення робочих органів таблетмашини можуть бути вертикальними та горизонтальними. Найбільшого поширення набули кривошипні та ротаційні таблетмашини у вертикальному виконанні, гідравлічні – у горизонтальному.

За способом пресування розрізняють таблетмашини з одностороннім та двостороннім пресуванням. При односторонньому пресуванні для отримання достатньої щільності та міцності таблетки необхідні більші зусилля, що пресують, ніж при двосторонньому пресуванні. Отже, двостороннє пресування дозволяє зменшити вагу машини та знизити енергетичні витрати. Двостороннє пресування в машинах здійснюється або за рахунок двостороннього стиснення таблетки в матриці, або за рахунок застосування "плаваючої матриці" за наявності одного пресуючого пуансона.

За характером руху робочих органів при пресуванні розрізняють таблетмашини безперервного пресування та пресування із зупинками, в окремому

випадку - з витримкою спресованного виробу під максимальним тиском. Пресування із зупинками може здійснюватися в ротаційних таблетмашинах (у цьому випадку використовуються кулачки спеціального профілю), а також у гідравлічних таблетмашинах.

У таблетмашинах різних типів застосовуються компенсатори тиску, які підтримують тиск пресування в заданих межах, а також захищають виконавчі механізми від навантаження. У таблетмашинах використовуються механічні (пружинні), гідравлічні та гідропневматичні компенсатори тиску. У деяких таблетмашинах компенсатори тиску відсутні.

Найбільш важливими техніко-економічними показниками, що характеризують таблетмашини, є максимальний тиск при пресуванні, продуктивність, металоємність та енергоємність.

Максимальний тиск під час пресування q МПа розраховується за зусиллям пресування. Для циліндричних таблеток:

$$q = 1270 \frac{P}{d^2},$$

де P - максимальне зусилля при таблетуванні в мН;

d - діаметр таблетки в м.

За величиною тиску пресування таблетки можна умовно розділити на три групи: низького тиску ($q < 80$ МПа), середнього тиску ($q = 80 \div 120$ МПа) та високого тиску ($q > 120$ МПа).

Низькі тиски застосовуються при таблетуванні та брикетуванні харчових продуктів, керамічних виробів, лікарських таблеток тощо.

Високий тиск при пресуванні використовується при таблетуванні реактопластів зі скловолокнистими наповнювачами, при брикетуванні металевої стружки, при виготовленні виробів у порошковій металургії тощо.

Таблетмашини середнього тиску знаходять широке застосування під час переробки пластичних мас. Слід зазначити, що раціональний тиск пресування визначається як фізичними властивостями, наприклад, преспорошка так і співвідношенням розмірів таблетки, а й конструкцією таблетмашини.

Рекомендований тиск таблетування в залежності від виду преспорошка і типу таблетмашин представлено в Таблиця 1.1.

Таблиця 1.1

Тиски таблетування преспорошків

Таблетований матеріал	Тип таблетмашини		
	Гідравлічна	Кривошипна	Ротаційна
Фенопласт	40-60	60-80	80-100
Амінопласт	70-90	80-120	120-180

Підвищення тиску при пресуванні на таблетмашинах з механічним приводом є наслідком того, що на цих машинах пресування таблеток здійснюється на більш високих швидкостях, ніж у гідравлічних машинах, а витримка спресованої таблетки під тиском відсутня, або незначна.

Штучна продуктивність кривошипних таблетмашин залежить від кількості обертів за хвилину головного валу n і кількості гнізд в прес-інструменті k :

$$\Pi = 60kn, \quad (1.1)$$

де Π - продуктивність (кількість таблеток, які виробляються за 1 год роботи машини в шт).

Аналогічно розраховується продуктивність гідравлічної таблетмашини, для якої n є число подвійних ходів пресуючого пуансона за хвилину.

У ротаційних таблетмашинах штучна продуктивність залежить також від кількості комплектів прес-інструменту та кратності використання його за один оборот ротора:

$$\Pi = 60ktnp \text{ шт/год}, \quad (1.2)$$

де k - кількість гнізд у прес-інструменті;

t - число комплектів прес-інструменту, встановленого по колу ротора;

n - число обертів ротора в хвилину;

p - кратність використання кожного комплекту прес-інструменту за один оберт ротора.

Наведені формули визначають теоретичну штучну продуктивність таблетмашин різних типів, тобто кількість таблеток, яку може виготовляти машина в одиницю часу, якщо вона працює протягом робочого дня безперервно. Насправді в процесі повсякденної експлуатації машин частина часу витрачається на налагодження та підналагодження машини, регулювання ваги таблеток і т. д. Тому

дійсна продуктивність машини:

$$\Pi_d = \beta \Pi \text{ шт/год}, \quad (1.3)$$

де β - експлуатаційний коефіцієнт використання машини.

У зв'язку з тим, що розміри таблеток, що виготовляються на машинах різних типів, можуть бути різними, штучна продуктивність не дозволяє всебічно оцінити ефективність застосовуваних машин.

Вагова продуктивність таблетмашин визначає сумарну вагу таблеток, виготовлених машиною протягом години. При зіставленні різних машин за їх технічними характеристиками зручніше оперувати об'ємною продуктивністю $\Pi_{об}$ ($\text{м}^3/\text{год}$), що є обсягом вихідного прес-порошку, який таблетмашина може переробити у таблетки протягом години. Вагова продуктивність пропорційна об'ємній. Остання легко визначається за площею перерізу таблетки F (м^2) та глибиною заповнення матриці порошком H (м):

$$\Pi_{об} = 10^{-3} F H \Pi \text{ м}^3/\text{год}. \quad (1.4)$$

У тому випадку, коли застосовуються таблетки циліндричної форми, об'ємна продуктивність

$$\Pi_{об} = 7,85 \cdot 10^{-4} H d^2 \Pi \text{ м}^3/\text{год}. \quad (1.5)$$

Існуючі ротаційні та гідравлічні таблетмашини мають більшу продуктивність, ніж кривошипні таблетмашини, навіть при високих тисках пресування.

Металоемність таблетмашин різних типів можна зіставити за питомою металомісткістю, під якою мається на увазі відношення ваги таблеткової машини (нетто) до об'ємної продуктивності:

$$K_M = \frac{M}{\Pi_{об}} \quad (1.6)$$

де K_M - питома металомісткість у кг/шт;

M - вага машини в кг.

Аналогічно визначається ефективність енергетичних витрат різних типів таблетмашин. Питома енергоемність таблетмашини оцінюється по відношенню до потужності електродвигуна до об'ємної продуктивності:

$$K_N = \frac{N}{\Pi_{об}} \quad (1.7)$$

де N - потужність електродвигуна в кВт.

Коефіцієнти K_M і K_N характеризують питому металомісткість і питому енергоємність, дозволяють оцінити ступінь конструктивної досконалості таблеткових машин.

У Таблица 1.2 наведено основні характеристики різних типів таблетмашин. Таблица складена за паспортними даними машин, а також за даними каталогів. У таблиці наводяться середні значення показників по групам машин низького, середнього та високого тиску. Представлені дані показують, що ротаційні таблетмашини з пресуючими роликами по енерго- і металоємності в 2-3 рази економічніші за кривошипні і значно перевершують їх за продуктивністю. Це стосується і гідравлічних таблетмашин, які є особливо ефективними при виробництві великих таблеток.

Таблица 1.2

Технічні характеристики вітчизняних кривошипних таблетмашин

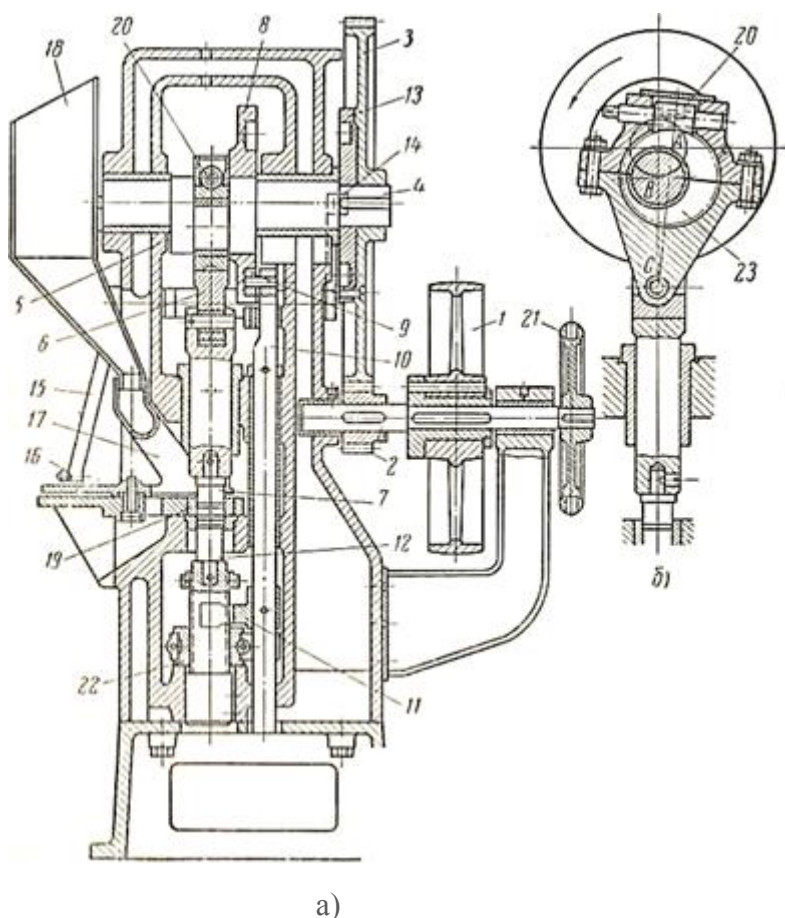
Показники	Тип машини	
	ТМ-1	ТМ -12
Зусилля пресування в транспортному засобі	9	12
Максимальний діаметр таблетки у мм	45	60
Максимальна глибина заповнення матриці у мм	-	66
Максимальна висота таблетки у мм	65	-
Продуктивність у шт/год	3000	1380
Потужність двигуна в кВт	2,8	3,5
Габаритні розміри в мм	738X950X1700	580X1155X1702
Вага машини в кг	950	2500

1.2. Кривошипні таблетмашини

Конструкція кривошипної таблетмашини показана на рис. 4. Від електродвигуна через ремінну передачу з натяжним роликом обертовий рух передається на шків 1 і далі зубчастими колесами 2 і 3 на головний вал 4. Від

головного валу, на якому є кривошип 6 і кулачки 8 і 13, рухаються всі виконавчі механізми.

Механізм пресування в цій машині - центральний кривошипно-шатунний. Регулювання глибини заходу пресуючого пуансона 7 у матрицю 19 здійснюється зміною довжини шатуна. На рис. Рис. 1.4 б показана конструкція вузла регулювання механізму пресування. Черв'як 20 входить у зачеплення з черв'ячним колесом 23, що представляє собою ексцентрикову втулку, що складається з двох половин. При обертанні черв'яка втулка ексцентрикова повертається в корпусі шатуна 6 і відстань від осі кривошипа до осі пальця повзуна змінюється. Довжина кривошипу стала ($r = 50$ мм), довжина шатуна І регулюється в межах від 164,5 до 204,5 мм. Практичне значення має зміна довжини шатуна від 170,5 до 204,5 мм, що відповідає глибині заходу пуансону в матрицю в межах від 0 до 34 мм. Механізм виштовхування приводиться в рух від дискового кулачка 3, у пазі якого знаходиться ролик 9 штанги 10. На останній закріплена вилка 11, яка при підйомі штанги впирається в гайку 22 виштовхуючого пуансона 12. в діапазон від 6 до 66 мм гайкою 22, що обмежує переміщення виштовхувача вниз.



а - подовжній розріз; б - вузол регулювання механізму пресування

Рис. 1.4. Конструкція кривошипної таблетмашини

Гайка 22 по гвинтовій нарізці виштовхуючого пуансона 12 переміщується за допомогою черв'ячного механізму. У машині, що розглядається, нижній пуансон при пресуванні не переміщається: гайка 22 спирається на сидло корпуса машини, залишаючи тим самим ненавантаженими ланки кулачкового механізму. Переміщення виштовхуючого пуансона 12 під час підйому штанги 10 завісить від установки гайки 22 механізму виштовхувача.

Механізм дозування в таблетмашині, що розглядається, приводиться в рух від дискового кулачка 13. Ролик 14, укріплений на кінці важеля 15, через сережку 16 провертає навколо вертикальної вісі завантажувальний башмак 17 бункера 18. При повороті в один бік завантажувальний башмак 17 бункера 18 перекриває отвір матриці 19 і здійснюється дозування, наприклад, порошкоподібного пресматеріалу у матрицю 19, потім завантажувальний башмак 17 відходить у початкове положення. Для прокручування головного валу машини вручну використовується маховичок 21.

У даний час знаходять застосування також подвоєні конструкції кривошипних таблетмашин, Рис. 1.5. Це дві таблетмашини, об'єднані загальною станиною з приводом виконавчих механізмів від одного головного валу. Кривошипи механізмів пресування закріплені на головному валу під кутом 180° , що дозволяє рівномірніше, ніж у звичайній машині, розподіляти навантаження на двигун протягом кінематичного циклу.

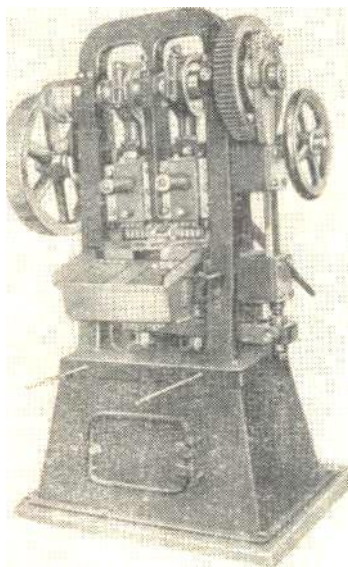


Рис. 1.5. Подвоєна кривошипна таблетмашина

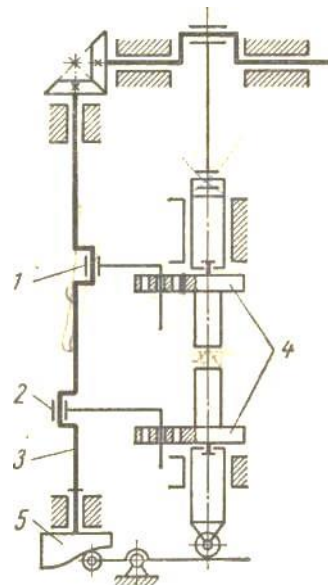


Рис. 1.6. Схема механізму переміщення пуансона та виштовхувача

У деяких галузях промисловості, наприклад у фармацевтичній, необхідно виготовляти таблетки з нанесеними на них знаками-літерами, а також для виготовлення таблеток круглої форми із матеріалів, схильних до налипання на робочі органи, Рис. 1.6. Верхній і нижній пуансони в цій таблетмашині повертаються в протилежні сторони за допомогою ексцентриків 1 і 2, закріплених на вертикальному валу, що обертається з тією ж швидкістю, що і кривошипний вал 3. Кут повороту пуансона може бути обраний рівним 14, 20 або 30° залежно від установки пальця шатуна в диску 4. Вертикальне переміщення нижнього пуансона-виштовхувача здійснюється за допомогою циліндричного кулачка 5.

Таблетмашини широко використовуються також у виробництві сірчаної кислоти контактним методом для виготовлення ванадієвих каталізаторів у формі кілець.

Для отримання кільцевих таблеток було спроектовано та виготовлено горизонтальну 25-гніздову кривошипну машину, Рис. 1.7.

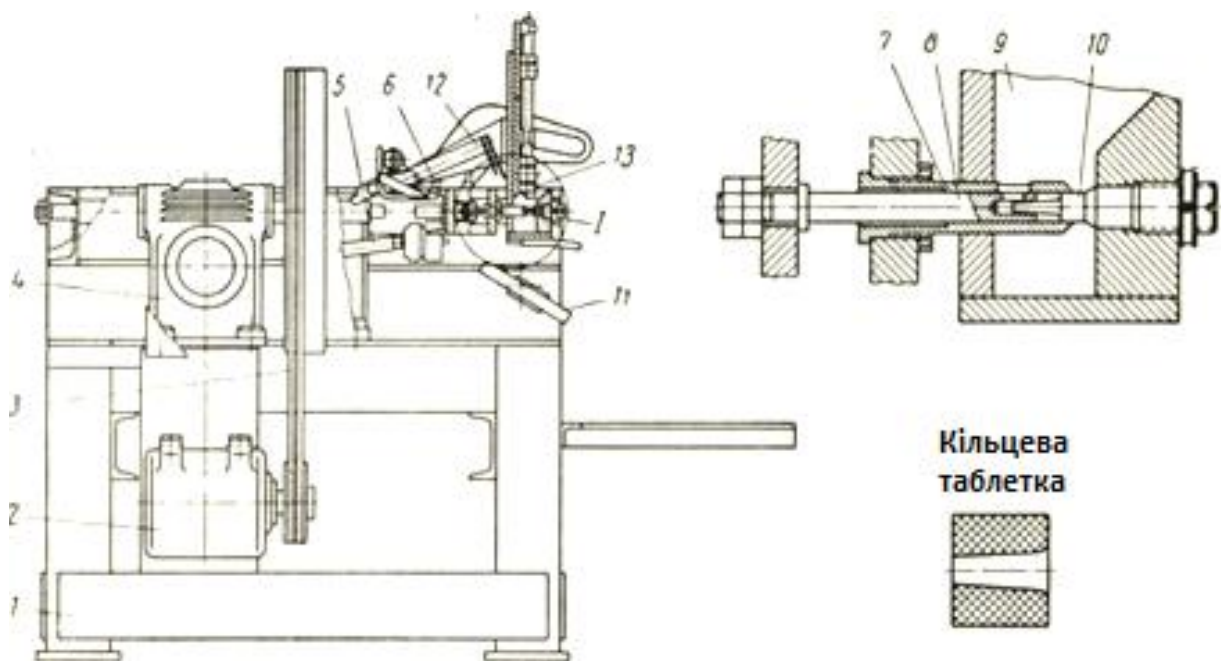


Рис. 1.7. Машина для виготовлення кільцевих таблеток

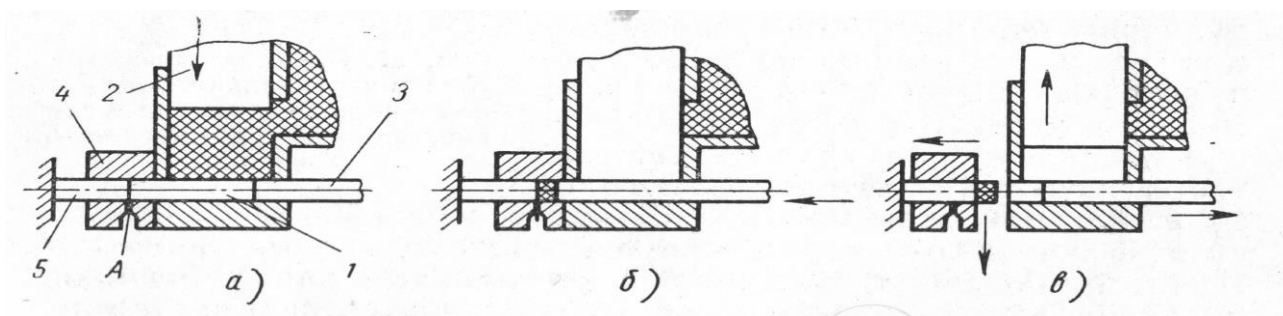
Електродвигун 2, що приводить у обертання через клинопасову передачу 3 і черв'ячний редуктор 4 привідну ланку дезаксіального кривошипно-шатунного механізму. Шатун 5 цього механізму перетворює обертальний рух кривошипа в поступально-поворотний рух каретки 6, на якій закріплені 25 комплектів гільз (матриць) 7 і пуансонів 8. Останні можуть переміщатися щодо гільзи. На рамі машини по ходу каретки встановлено лоток 9 з масою ванадієвої. У передній стінці

лотка є отвори, якими гільзи входять у лоток. На задній стінці лотка закріплені нерухомі пуансони 10 голками для утворення отвору в таблетках.

При русі каретки вправо пуансони зрушені по відношенню до гільзи в праве положення і виступають з гільзи. При вході гільзи в отвір лотка пуансони 8 за допомогою упорів зупиняються, тобто зсуваються до гільзи назад; при цьому маса заповнює простір, що звільняється. Наприкінці ходу каретки праворуч відбувається ущільнення маси в гільзі. Матеріал, що потрапив у центральний канал рухомого пуансона, видавлюється голкою через бічні отвори, а в пуансоні і гільзі. Під час руху каретки вліво рухливі пуансони зупиняються спеціальним упором до закінчення руху каретки з гільзами і відбувається виштовхування кілець; останні по лотку 11 прямують до збірника. Кільця, що прилипли до торця пуансона, відокремлюються скидувачем 12, який має також шторку для перекривання отворів у лотку.

Кільця можуть мати зовнішній діаметр до 12 мм. Число ходів каретки за хвилину 60, хід каретки 125 мм, потужність двигуна 4,5 кВт, габаритні розміри машини 1520X1620X1360мм.

Для виготовлення таблеток з важкодозованих волокнистих пресматеріалів використовуються горизонтальні кривошипні таблетмашини, принцип дії яких та конструкція представлені на Рис. 1.8 та рис.9.



а - завантаження матеріалу; б - пресування; в - виштовхування та скидання таблетки

Рис. 1.8. Схема пресування таблеток із волокнистих пресматеріалів:

Горизонтальна компоновка таблетмашини забезпечила можливість дозування погано рухомих матеріалів і досягнення відхилення ваги таблеток від номінальної до $\pm 0,8\%$ при вазі таблеток близько 8 г і тиску пресування 160 мПа.

Процес таблетування на машинах з горизонтальною компоновкою (Рис. 1.8)

виконується в такий спосіб. Пресматеріал завантажується в нерухому матрицю 1 з бункера шибером 2, причому подається більша кількість матеріалу, ніж вага таблетки. Пресування здійснюється пуансоном 3, з'єднаним з повзуном кривошипно-шатунного механізму, який здійснює зворотньо поступальний рух пуансона 3. Рухома матриця 4 оснащена приводом переміщення на нерухомому пуансоні 5. Матриця має щілину А, крізь яку при перевищенні необхідного тиску таблетування видаляється надлишок матеріалу. Таблетка виштовхується при зміщенні матриці 4 вліво на нерухомому пуансоні 5, а надлишок пресматеріалу транспортером повертається у дозуюче-завантажуючий пристій. Загальний вигляд прес-автомата АТВ-1, який працює за розглянутою схемою, представлений на рис.Рис. 1.9 і має наступну технічну характеристику:

Вага пресованих таблеток у кг	0,005-0,030
Діаметр таблеток у мм	20 та 30
Висота таблеток у мм	9-24
Продуктивність у шт/год:	
при діаметрі таблетки 20 мм	4500
при діаметрі таблетки 30 мм	2250
Максимальна продуктивність, кг/год	50
Число ходів преса за хвилину	75 та 37,5
Номінальне зусилля у мН	16
Хід повзуна преса в мм	160
Потужність електродвигуна в кВт:	
механізму подрібнення	0,28
головного приводу	4,5
Габаритні розміри в мм	2015X1000X1695
Вага у кг	2000

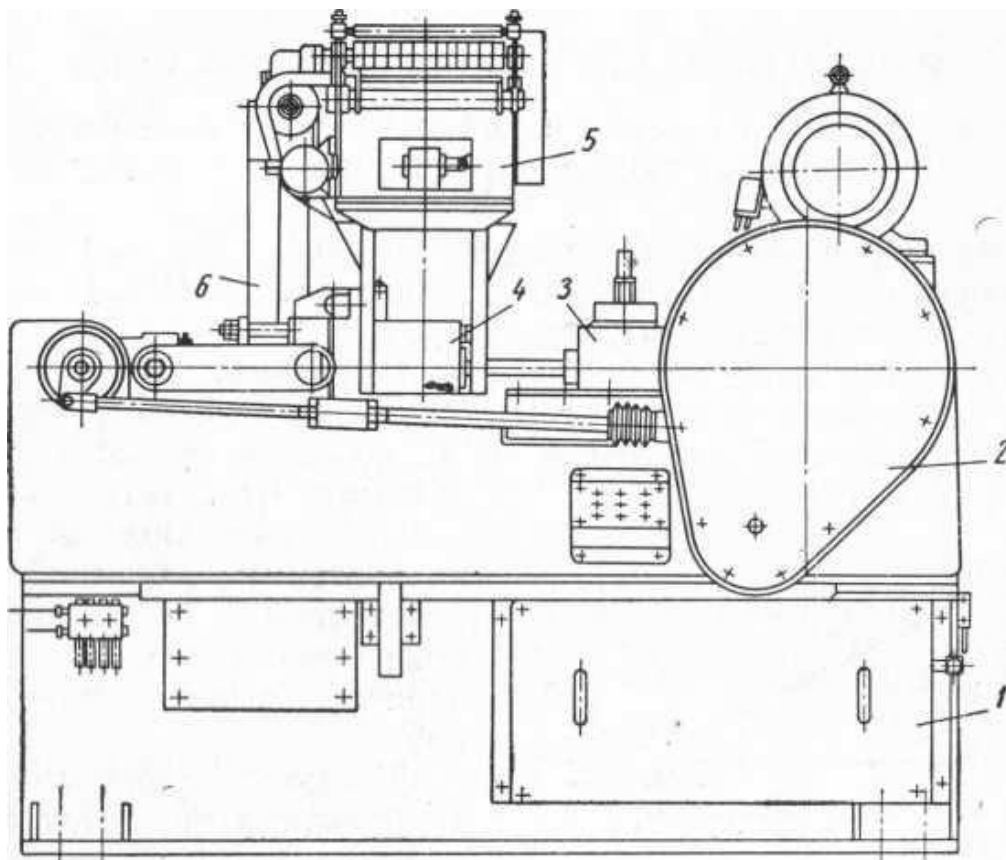


Рис. 1.9. Прес-автомат АТВ-1 для таблетування волокнистих матеріалів

Прес-автомат АТВ-1, що працює за горизонтальною схемою таблетування складається з станини 1, в якій розташовані головний привід 2, повзун 3 і блок матриць 4. Механізм подрібнення 5 і живильник встановлені над блоком матриць. Надлишковий пресматеріал повертається в бункер елеватором 6.

Таке конструктивне оформлення таблетмашини забезпечує можливість надійного живлення та дозування погано рухомих матеріалів.

1.2.1. Кінематика механізмів кривошипних таблетмашин

Усі механізми, що входять до будови будь-якої таблетмашини, у тому числі й кривошипної, за функціями можна поділити на три групи:

- трансмісійні механізми;
- механізми, які виконують технологічні операції (виконавчі механізми);
- механізми управління та регулювання.

Трансмісійні механізми таблетмашин: ремінні передачі, редуктори, коробки швидкостей, муфти тощо - особливої специфіки не мають.

Виконавчі механізми знаходяться у взаємному зв'язку, що визначається

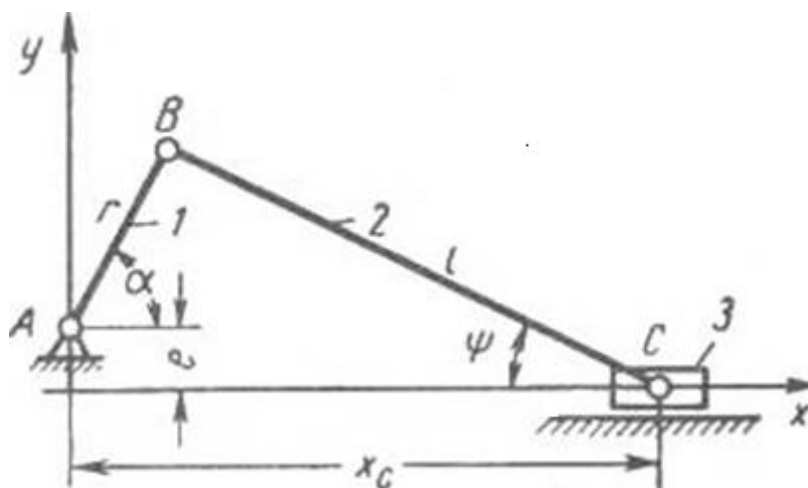
послідовністю операцій технологічного процесу, що виконується машиною.

Механізми управління та регулювання є допоміжними. Їх конструктивні особливості тісно пов'язані з конструкцією виконавчих механізмів машини.

Дослідження кінематики таблеткових машин дозволяє визначити основні кінематичні параметри, що характеризують рух виконавчих механізмів, що необхідне проведення наступних динамічних і розрахунків на міцність, а також і для правильного вирішення питання про узгодження руху робочих органів. Нижче розглядається кінематика виконавчих механізмів, що застосовуються у кривошипних таблеткових машинах вітчизняного та зарубіжного виробництва.

1.2.1.1. Механізм пресування.

У кривошипних таблеткових машинах операція пресування найчастіше виконується за допомогою центрального або дезаксіального кривошипно-шатунного механізму. Кінематична схема дезаксіального кривошипно-шатунного механізму показано на рис. Рис. 1.10. Якщо зсув напрямної стосовно осі обертання валу відсутня, механізм перетворюється на центральний.



1- кривошип; 2 – шатун; 3 - повзун

Рис. 1.10. Схема дезаксіального кривошипно-шатунного механізму:

Як відомо з кінематики кривошипно-шатунного механізму, при відношенні довжини кривошипу до довжини шатуна, що дорівнює або менше $1/3$ допускається використання наближених формул для розрахунку переміщень, швидкостей та прискорень. Якщо позначити кутову швидкість обертання кривошипа ω_1 довжину кривошипа r , довжину шатуна l , дезаксіалі e та відносні розміри ланок механізму

$\kappa = \frac{e}{r}$ і $\lambda = \frac{r}{l}$, то за відомого повороту кривошипа α можуть бути визначені кінематичні характеристики механізму за такими формулами:

кутове переміщення шатуна

$$\psi = \arcsin[\lambda(\kappa + \sin\alpha)]; \quad (1.8)$$

кутова швидкість шатуна

$$\omega_2 = \frac{\omega_1 \lambda \cos\alpha}{\cos\{\arcsin[\lambda(\kappa + \sin\alpha)]\}}; \quad (1.9)$$

кутове прискорення шатуна

$$\varepsilon_2 = -\frac{\omega_1^2 \lambda \sin\alpha \left[(1 - \lambda^2) - \lambda^2 \kappa \left(\kappa + \sin\alpha + \frac{1}{\sin\alpha} \right) \right]}{\cos^3\{\arcsin[\lambda(\kappa + \sin\alpha)]\}} \quad (1.10)$$

відстань повзуна від осі обертання кривошипу

$$x_c = r \left(\frac{1}{\lambda} - \frac{1}{2} \lambda^2 \kappa^2 + \cos\alpha - \frac{1}{2} \lambda \sin^2\alpha - \lambda \kappa \sin\alpha \right); \quad (1.11)$$

швидкість повзуна

$$v_c = -\omega_1 r \left(\sin\alpha + \frac{1}{2} \lambda \sin 2\alpha + \lambda \kappa \cos\alpha \right); \quad (1.12)$$

прискорення повзуна

$$a_c = -\omega_1^2 r (\cos\alpha + \lambda \cos 2\alpha - \lambda \kappa \sin\alpha); \quad (1.13)$$

Для центрального кривошипно-шатунного механізму $\kappa = 0$ формули (1.8- (1.12) для кінематичних розрахунків спрощуються:

$$\psi = \arcsin(\lambda \sin\alpha); \quad (1.14)$$

$$\omega_2 = \omega_1 \lambda \frac{\cos\alpha}{\cos[\arcsin(\lambda \sin\alpha)]}; \quad (1.15)$$

$$\varepsilon_2 = -\omega_1^2 \lambda (1 - \lambda^2) \frac{\sin\alpha}{\cos^3[\arcsin(\lambda \sin\alpha)]} \quad (1.16)$$

$$x_c = r \left(\frac{1}{\lambda} - \frac{1}{4} \lambda + \cos\alpha + \frac{1}{4} \lambda \cos 2\alpha \right); \quad (1.17)$$

$$v_c = -\omega_1 r \left(\sin\alpha + \frac{1}{2} \lambda \sin 2\alpha \right); \quad (1.18)$$

$$a_c = \omega_1^2 r (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha); \quad (1.19)$$

У тому випадку, коли відлік переміщень повзуна ведеться від положення повзуна, найбільш віддаленого від осі обертання кривошипа, формула (1.17) зводиться до наступного виду:

$$S_c = r \left[1 - \cos \alpha + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha) \right], \quad (1.20)$$

а у рівняннях (1.18) і (1.19) визначення швидкості і прискорення знак мінус змінюється на плюс.

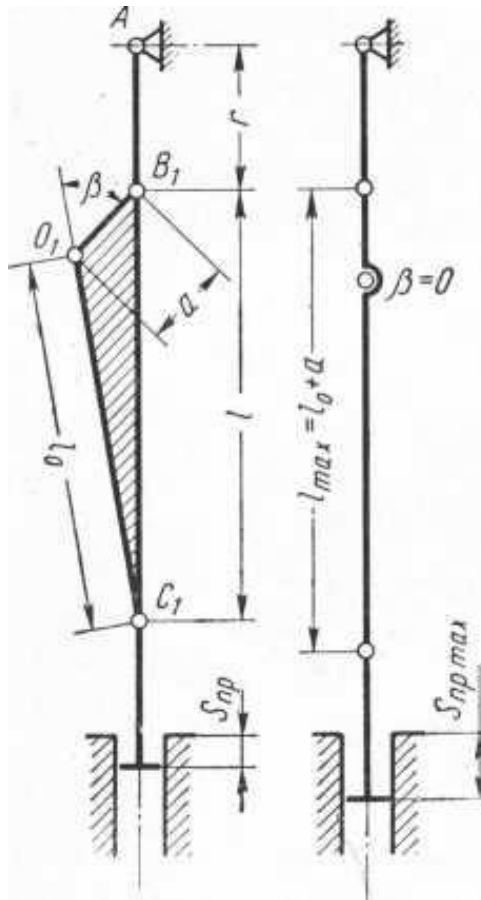


Рис. 1.11. Схема розташування шатуну та ексцентрикової втулки (до розрахунку кута повороту регулюючої ексцентрикової втулки механізму пресування)

У таблетмашинах кривошипно-шатунний механізм зазвичай розташовується вертикально. Переміщення повзуна при пресуванні є лише частиною прямого ходу біля нижнього крайнього положення і залежить від величини переміщення пресуючого пуансона всередині матриці. Якщо позначити $S_{пр}$ - хід пуансона в матриці, S - шлях, пройдений пуансоном всередині матриці від початку пресування і S_c - відповідне відстань пуансона від нижнього крайнього положення, то можна

записати:

$$S_{\text{пр}} = S + S_C,$$

що дозволяє визначити величину шляху, пройденого в матриці в залежності від кута повороту кривошипу як:

$$S = S_{\text{пр}} - S_C = S_{\text{пр}} - r \cdot \left[1 - \cos \alpha + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha) \right] \quad (1.21)$$

Хід пуансона у матриці при пресуванні регулюється за допомогою ексцентрикової втулки, розміщеної в корпусі шатуна.

Геометричне співвідношення, що характеризує залежність кута ρ повороту втулки в корпусі від величини ходу пуансона в матриці, може бути знайдено в такий спосіб (Рис. 1.11). Максимальній довжині шатуна $l_{\text{max}} = l_0 + \alpha$ (де l_0 - міжцентрове відстань корпусу шатуна, α - ексцентриситет втулки) відповідає максимальна величина ходу пуансона в матриці $S_{\text{пр max}}$. Якщо необхідно отримати величину ходу $S_{\text{пр}}$ то довжина шатуна буде

$$l = l_{\text{max}} - S_{\text{пр max}} + S_{\text{пр}} = l_0 + \alpha - S_{\text{пр max}} + S_{\text{пр}}$$

і відповідний кут повороту втулки ексцентрикової, відрахований від поздовжньої осі корпусу шатуна, можна знайти з трикутника $O_1B_1C_1$:

$$l^2 = a^2 l_0^2 - 2al_0 \cos(180^\circ - \beta)$$

звідки

$$\beta = \arccos \frac{l^2 - a^2 - l_0^2}{2al_0}$$

або

$$\beta = \arccos \left\{ 1 - \frac{S_{\text{пр max}}}{l_0 a} [2(l_0 + a) - (S_{\text{пр max}} - S_{\text{пр}})] \right\} \quad (1.22)$$

Наведений вираз дозволяє скласти таблицю, що характеризує залежність кута повороту ексцентрикової втулки від ходу величини пуансона в матриці.

Механізм пресування може бути забезпечений лімбом з відповідними поділами для скорочення часу налагодження машини у тому випадку, коли необхідно отримати таблетки заданої висоти.

На Рис. 1.12 показані діаграми S_C , v_C і a_C функції кута повороту кривошипа для центрального кривошипно-шатунного механізму таблетмашини при ході пресування $S_{\text{пр}} = 32$ мм.

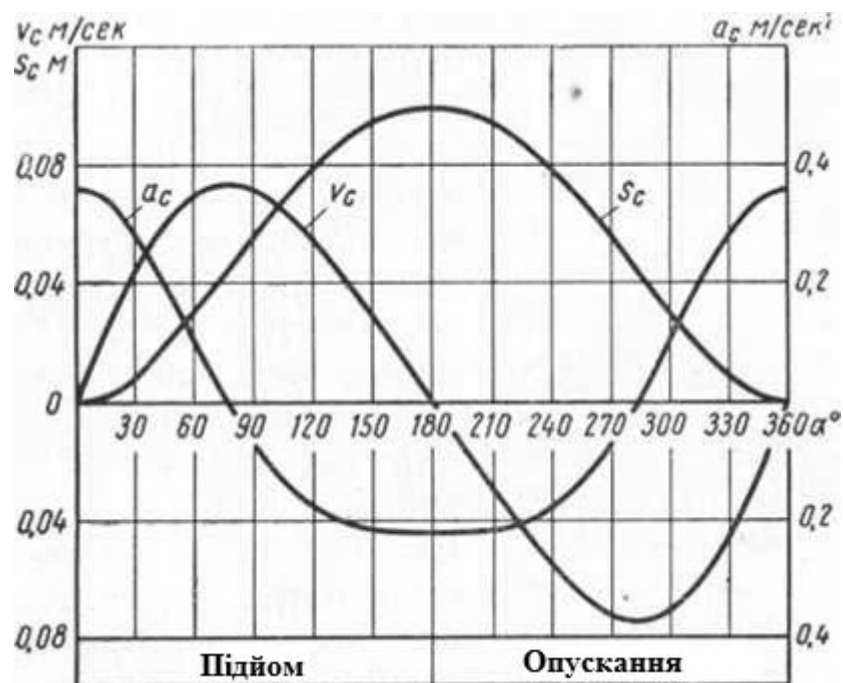


Рис. 1.12. Кінематичні діаграми вистою, швидкостей та прискорень повзуна у функції кута повороту кривошипу таблетмашини

Кут повороту кривошипу, що відповідає шляху, який проходить пуансон у матриці при пресуванні, розраховується за формулою:

$$\alpha_{\text{пр}} = \arccos \frac{(r + l - S_{\text{пр}})^2 + r^2 - l^2}{2r(r + l - S_{\text{пр}})} \quad (1.23)$$

Відповідно час пресування може бути знайдено як:

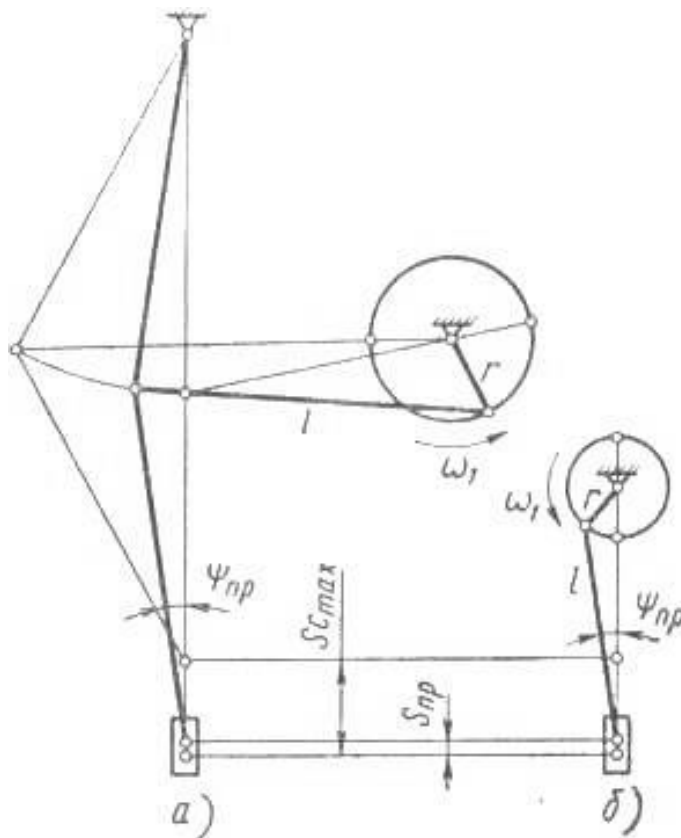
$$t_{\text{пр}} = \frac{\alpha_{\text{пр}}}{\omega_1}. \quad (1.24)$$

Швидкість пуансона в момент початку пресування визначається рівняння (1.13) при підстановці $\alpha = \alpha_{\text{пр}}$. Кут тиску $\psi_{\text{пр}}$ між віссю шатуна і направляючою в момент початку пресування можна розрахувати за рівнянням (1.14), вважаючи $\alpha = \alpha_{\text{пр}}$.

Як показують дослідження кінематики кривошипних таблеткових машин, швидкість пуансона в момент його входу в матрицю незначна, в 12-тонній кривошипній машині вона лежить в межах від 0,08 до 0,12 м/сек кут тиску упр тієї ж машини практично не залежить від положення ексцентрикової втулки дорівнює приблизно 10° .

Колінно-важільний механізм Рис. 1.13а, який може бути використаний для пресування таблеток, дозволяє скоротити час зворотнього ходу, а також зменшити величину найбільшого крутного моменту на кривошипному валу за рахунок

зниження швидкості при пресуванні.



а - кривошипно-ричажний; б - кривошипно-шатунний.

Рис. 1.13. Механізми пресування кривошипних таблетмашин

Дезаксіальні кривошипно-шатунні механізми, що застосовуються для тих же цілей, менш ефективні, ніж колінно-важільні. Натомість колінно-важільні механізми в таблетмашинах широкого застосування не отримали внаслідок значного збільшення габаритів. На Рис. 1.13б для порівняння показана кінематична схема центрального кривошипно-шатунного механізму пресування, який при рівному ході веденої ланки має ті ж, що і колінно-важільний механізм, значення кутів тиску в момент початку пресування.

1.2.1.2. Механізм виштовхування.

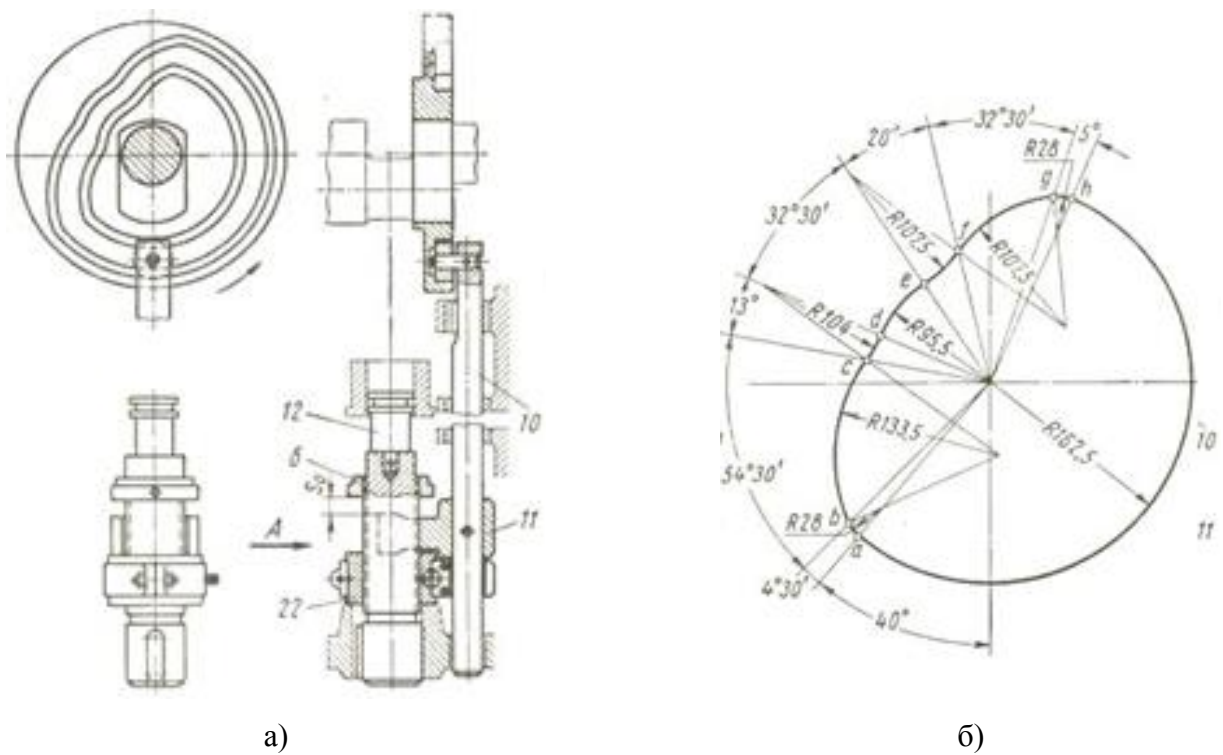
Кінематичне дослідження кулачкового механізму виштовхування проводиться або методом обігу руху, з побудовою кінематичних діаграм переміщень, швидкостей та прискорень штовхача (штанги), або аналітичним методом. Застосування останнього полегшується через те, що профіль кулачка зазвичай окреслений дугами кіл. При заміні вищих пар нижчими кінематично

еквівалентним механізмом для кулачкового механізму є кривошипношатунний з постійними довжинами ланок на кожній ділянці профілю кулачка. Практично раціонально використовувати аналітичний метод дослідження для уточнення значень кінематичних параметрів руху в точках сполучення дуг оточенностей, якими окреслено теоретичний профіль. Використання аналітичного методу як основного вимагає застосування точних формул для розрахунку переміщень, швидкостей і прискорень, так як у кривошипно-шатунних механізмах, що замінюють $\lambda > 1$.

На Рис. 1.14а наведена конструкція кулачкового механізму виштовхування таблеткової машини, теоретичний профіль кулачка, кінематичні діаграми переміщень, швидкостей і прискорень штанги і циклограми механізму. Показані в діаграмах по осі абсцис точки a, b, c, d, e, f, g, h відповідають точкам сполучення дуг кіл, з яких утворений теоретичний профіль кулачка. Максимальна швидкість руху штанги під час опускання дорівнює 0,22 м/сек, максимальне прискорення 6,2 м/сек².

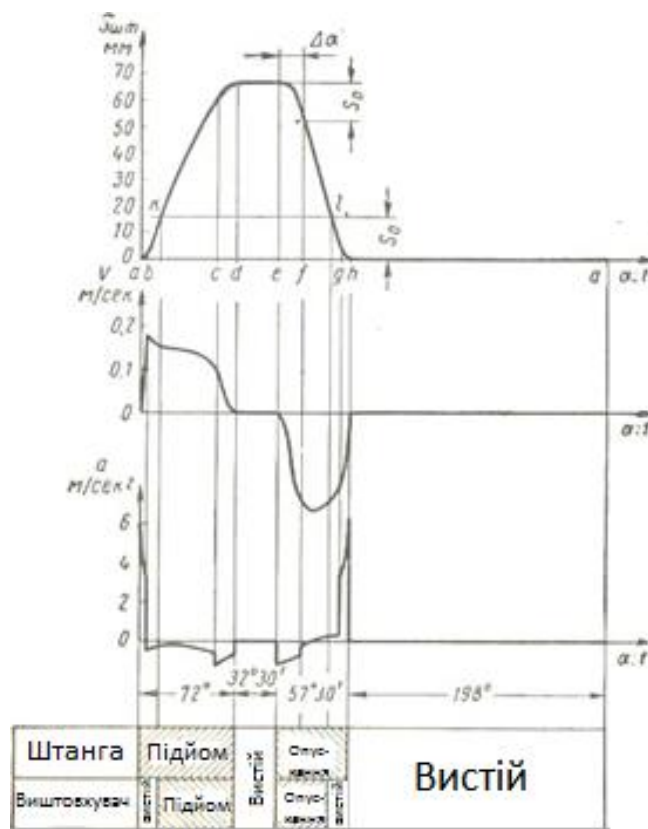
Переміщення виштовхувача - нижнього пуансона 12 здійснюється за допомогою штанги 10 і вилки 11 величина цього переміщення може регулюватися гайкою 22, що фіксує нижнє положення виштовхувача.

Для того щоб встановити, яка частина кінематичної діаграми переміщень штанги відноситься до виштовхувача, необхідно в діаграмі переміщень (Рис. 1.14б) змістити вісь абсцис вгору на відрізок S_0 (Рис. 1.14а), рівний зазору між вилкою 11 і верхньою гайкою б. Крива, розташована над зміщеною віссю, зображатиме переміщення виштовхувача. Абсциси точок перетину графіка переміщення штанги, визначають фазові кути початку підйому і кінця опускання виштовхувача. Слід зазначити, що зі зменшенням ходу виштовхувача зменшуються кути повороту кулачка, що відповідають підйому та опусканню виштовхувача. Так, наприклад, при ході виштовхувача $S_{\text{внт}} = 50$ мм кут повороту кулачка при підйомі виходить рівним $56^\circ 30'$, при опусканні 42° , початкова швидкість виштовхувача становить 0,15 м / сек, початкове прискорення 2 м/сек².



а)

б)



в)

а - конструкція механізму; б – профіль кулачка; в – кінетичні діаграми.

Рис. 1.14. Механізм виштовхування кривошипної таблетмашини

Зазвичай кулачки в таблеткових машинах виконуються пазовими, в них здійснюється геометричне замикання вищої пари. Штанга піднімається зовнішнім профілем кулачка. При опусканні штанги робочим профілем буде також зовнішній,

якщо сили тяжіння штанги і виштовхувача достатньо для подолання опорів, що виникають. Так, наприклад, у розглянутій раніше кривошипній таблетковій машині сумарна вага штанги та виштовхувача дорівнює близько 39 кг. У разі заїдання виштовхувача в матриці у верхньому положенні штанга кулачка опускатиметься під дією власної ваги лише доти, поки вилка штанги не упреться в гайку виштовхувача. Подальший рух штанги припиниться до того моменту, поки внутрішній профіль кулачка не зіткнеться з роликом, після чого переміщення штанги і виштовхувача обумовлюватиметься впливом кулачка. При цьому кут вистоя виштовхувача у верхньому положенні збільшиться, так як штанга повинна пройти шлях S_0 (Рис. 1.14а) до моменту зустрічі з виштовхувачем; крім того, ролик повинен вибрати зазор в пазу кулачка.

Збільшення кута вистою виштовхувача у верхньому положенні знижує тривалість заповнення матриці преспорошком і сприяє збільшенню різновиду таблеток. Додатковий кут вистою виштовхувача розраховується як:

$$\Delta\alpha_{\text{товк}} = \Delta\alpha' + \Delta\alpha'',$$

де $\Delta\alpha_{\text{товк}}$ - збільшення кута вистою виштовхувача;

$\Delta\alpha'$ - кут додаткового вистою, обумовлений холостим ходом штанги;

$\Delta\alpha''$ - кут додаткового вистою, обумовлений зазором у пазі кулачка.

Кути додаткового вистою $\Delta\alpha'$ і $\Delta\alpha''$ можуть бути знайдені графічно. Для знаходження $\Delta\alpha'$ необхідно в діаграмі переміщення штанги від максимальної ординати переміщення штанги відкласти відрізок S_0 (Рис. 1.14в). Кут повороту кулачка, що відповідає цьому переміщенню, і $\Delta\alpha'$. Кут $\Delta\alpha''$ можна визначити по кресленню внутрішнього та зовнішнього профілів кулачка у положенні, що відповідає тому моменту, коли ролик починає вибирати зазор у пазу. Це буде кут, утворений радіусами-векторами, проведеними з центру обертання кулачка до центру ролика в положенні, коли він притиснутий до зовнішнього профілю і після вибірки зазору до внутрішнього профілю кулачка Рис. 1.15.

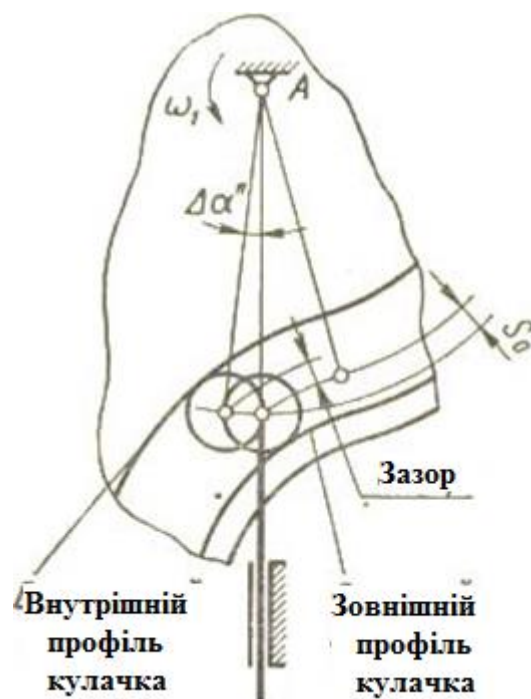
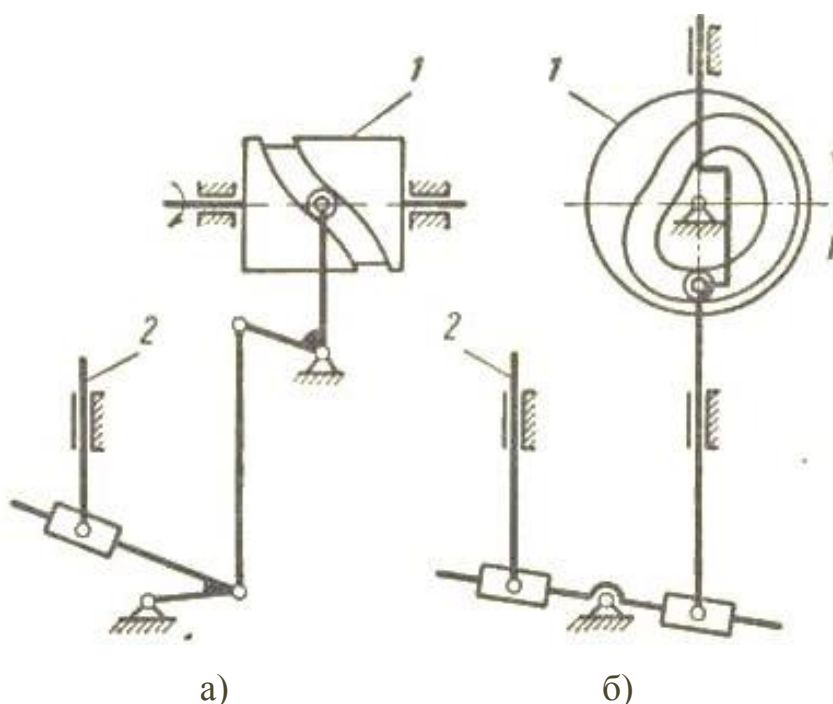


Рис. 1.15.Схема положення штовхача в пазу дискового кулачка механізму виштовхування (до визначення кута додаткового вистоя виштовхувача)

На Рис.1.16 наведені кінематичні схеми механізмів виштовхування, що застосовуються в кривошипних таблеткових машинах. Провідною ланкою є кулачок 1, що приводить в рух виштовхувач 2. Відмінною особливістю цих механізмів є геометричне замикання вищої пари в кулачковому механізмі, що забезпечує примусове переміщення виштовхувача при прямому, так і при зворотному ході.



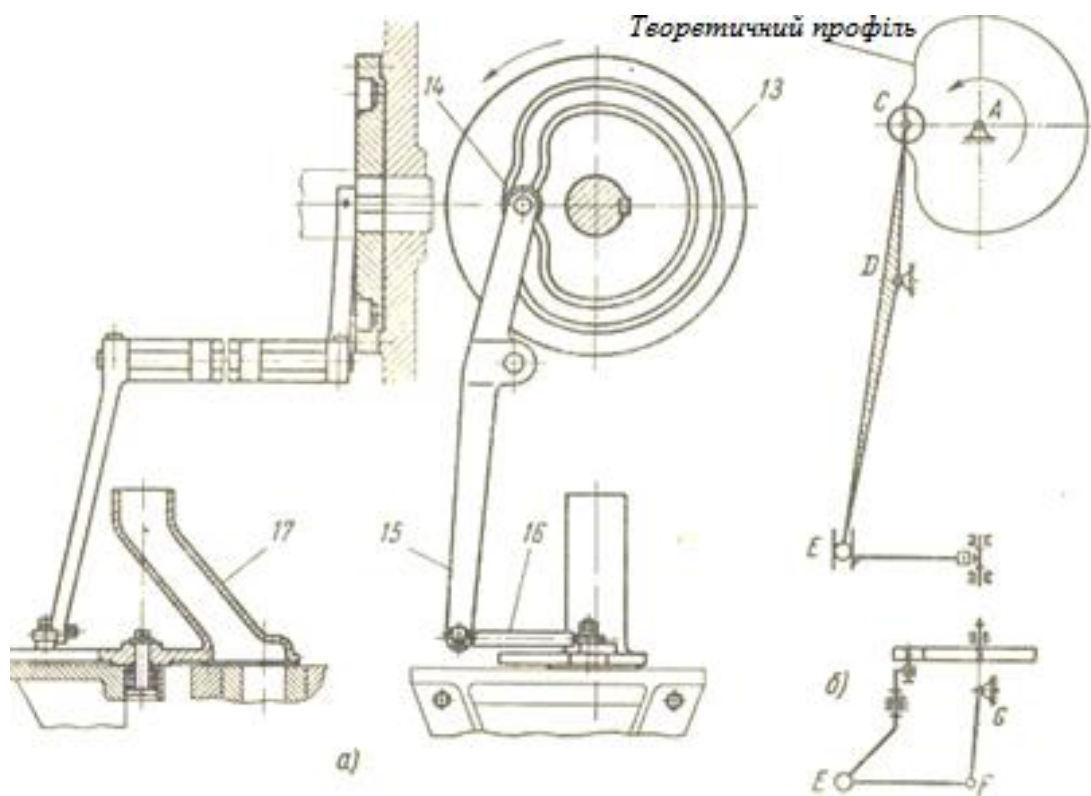
а - з циліндричним кулачком; б - з дисковим кулачком.

Рис.1.16. Кінематичні схеми механізмів виштовхування

На практиці найбільше розповсюдження набули конструкції механізмів виштовхування з циліндричним кулочком на головному валу таблетмашини.

1.2.1.3. Механізм дозування та скидання.

Кінематика механізму дозування та скидання може бути розглянута на прикладі кривошипної таблетмашини Рис. 1.17. Механізм складається з кулачкового пазу на диску 13, в пазу якого переміщується ролик 14 штовхача 15, що гойдається навколо нерухомої опори (шарніра). Штовхач 15 за допомогою тяги 16 повертає навколо вертикальної вісі завантажувальний черевик 17.



а - конструкція; б - кінематична схема

Рис. 1.17. Механізм дозування кривошипної таблетмашини

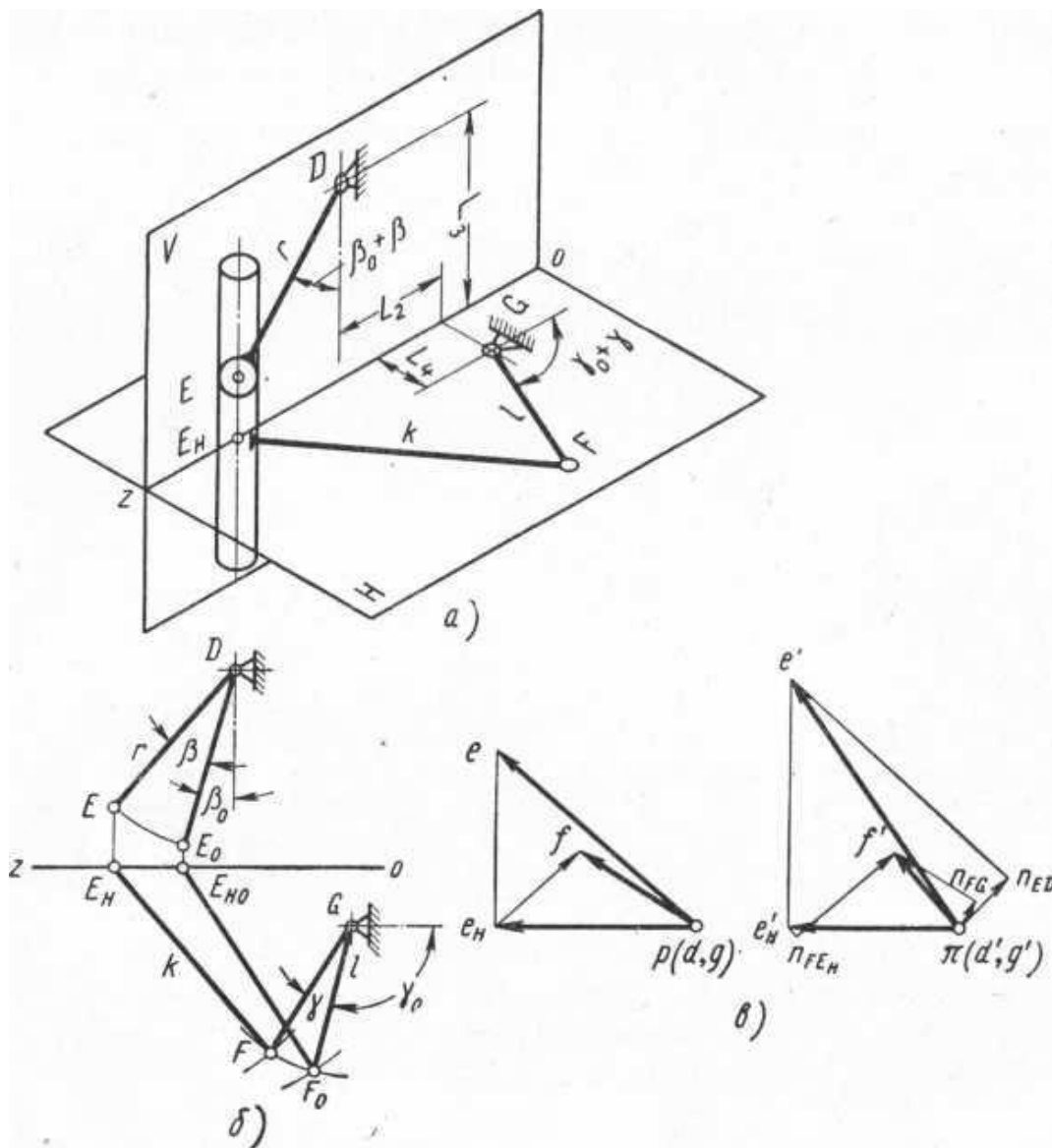
Профіль кулачка у вигляді паза на диску 13 окреслений дугами кіл змінних радіусів. Важель 15 і тяга 16 з'єднані за допомогою пальця 14, що переміщається в овальному кулачковому пазі диску 13.

Розмір переміщення вздовж вісі пальця визначається величиною зазору між вушком і буртом пальця. Таке з'єднання пальця і тяги дозволяє здійснювати рух

ланок 15 і 16 у перпендикулярних площинах. Нижче, при розгляді кінематики механізму, зважаючи на незначну величину зазору, відносний рух ланок у цій кінематичній парі відображено на Рис. 1.17б.

Кінематика кулачкового механізму з штовхачем, що коливається, досліджується графічним методом із застосуванням обігу руху рис 18.

Положення ланок просторової частини кінематичного ланцюга кулачкового механізму (Рис. 1.18а) будується в такий спосіб. Ланка DE є провідним у даному кінематичному ланцюгу і обертається в площині V, ведена ланка GF обертається в площині H. Відомі розміри ланок r , k , l і відстані L_2 , L_3 і L_4 , визначаючі взаємне розташування осей обертання ланок. Нехай куту $\beta_0 + \beta$, що задає положення провідної ланки, відповідає кут $\gamma_0 + \gamma$ визначаючий положення веденої ланки GF. При цьому кути β_0 і γ_0 відповідають початковим положенням ланок. Точка E — центр купіра при повороті провідної ланки DE переміщається дугою кола радіуса r . Через точку E проходить вісь циліндричної направляючої; остання при обертанні провідної ланки переміщується по прямій oz. Проекція точки E на площину H точка E_H рухається прямолінійно і при відомому положенні точки E_H , маючи на увазі, що відстані $E_H F = k$ і $GF = l$ відомі, методом засічок можна знайти положення точки F на площині H.



а - просторова схема механізму; б - плани положень механізму;
в - плани швидкостей та прискорень

Рис. 1.18. Плани положень, швидкостей та прискорень ланок механізму дозування

На Рис. 1.18б наведено побудову планів положень ланок механізмів (площини V і H Рис. 1.18, а розгорнуті).

Аналітичну залежність між кутами повороту ведучого та веденого ланок можна знайти, проектуючи замкнутий контур, утворений ланками механізму, на вісі координат:

$$l \cos[180^\circ - (\gamma_0 + \gamma)] + k \cos \theta - r \cos[90^\circ - (\beta_0 + \beta)] = L_2$$

та

$$k \cos(90^\circ - \theta) - l \cos[90^\circ - (\gamma_0 + \gamma)] = L_4,$$

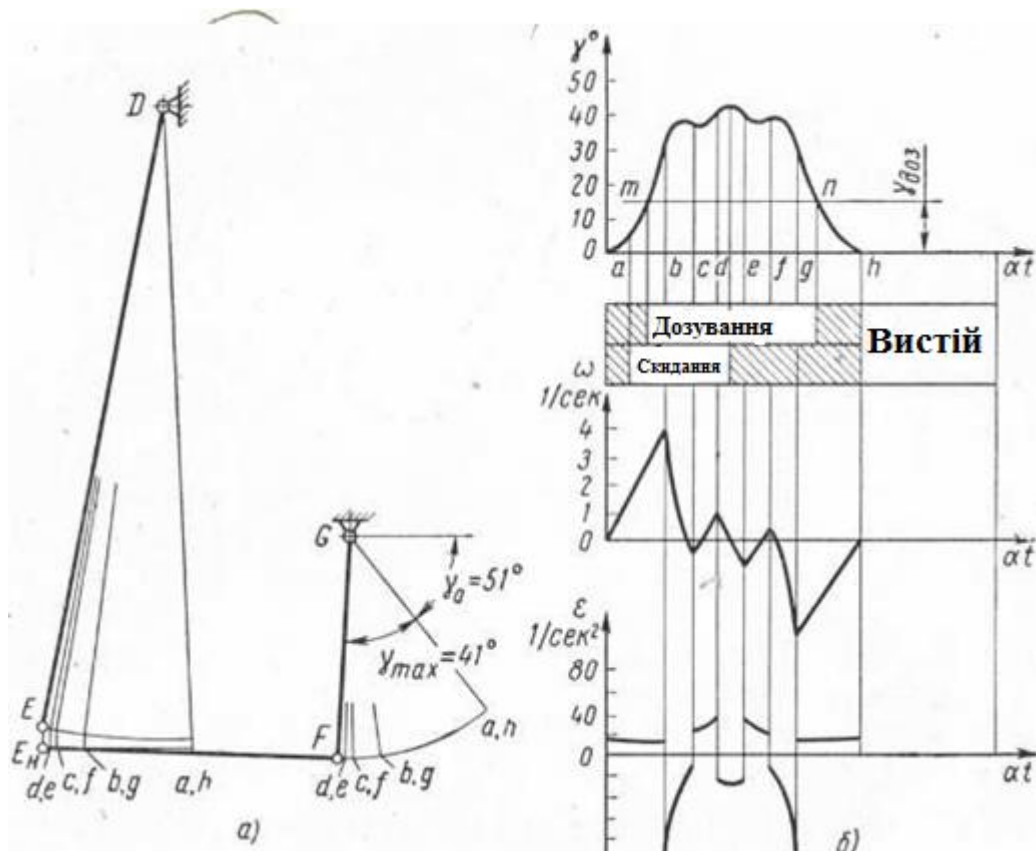
звідки після перетворення отримаємо:

$$\sqrt{k^2 - [l_4 + l \sin(\gamma_0 + \gamma)]^2} - l \cos(\gamma_0 - \gamma) - r \sin(\beta_0 - \beta) = L_2 \quad (1.25)$$

Ця формула не дозволяє визначити γ як явну функцію β , проте вона може бути використана для аналітичного розрахунку кута повороту штовхача, що забезпечує заданий кут хитання веденої ланки.

Викладений метод ілюструється на прикладі дослідження кінематики механізму дозування кривошипної таблетмашини різних конструктивних оформлень.

Для варіанту конструкції механізму дозування Рис. 1.19, а показані плани положень ланки FG, які відповідають окремим положенням завантажувального башмака живильника механізму дозування. На Рис. 1.19б відображена залежність кутів повороту, кутової швидкості і кутового прискорення завантажувального черевика від кута повороту кулачка або від часу. Кут повороту черевика є кутом між площинами симетрії живильника в початковому і розглянутому положеннях.



а - плани положень механізму; б - кінематичні діаграми кутів повороту, кутової швидкості та кутового прискорення завантажувального черевика

Рис. 1.19. Плани положень та кінематичні діаграми механізму дозування кривошипної таблетмашини

На Рис. 1.19б побудована також циклограма механізму та зазначені періоди

часу виконання операцій дозування та скидання.

Кутову швидкість та кутове прискорення завантажувального черевика можна отримати як першу і другу похідні його кутового переміщення за часом. Відповідні кінематичні діаграми, отримані графічним диференціюванням. Для визначення швидкостей та прискорень точок шатуна EF, а також для перевірки результатів графічного диференціювання використовується метод планів швидкостей та прискорень.

Плани швидкостей і прискорень для плоского кулачкового механізму будуються звичайним шляхом, причому можна використовувати заміну вищих пар нижчими, оскільки довжини ланок у механізмах, що замінюють положення, будуть постійними на окремих ділянках профілю кулачка.

Показані кінематичні діаграми руху завантажувального черевика є типовими для механізмів дозування кривошипних таблеточних машин: характерним є рух живильника з струшуванням у момент проходження над матрицею, що забезпечує попередження зводоутворення порошку.

У варіанті конструктивного оформлення кулачкового механізму з розташуванням ролика в пазовому кулачку Рис. 1.19, здійснюється геометричне замикання елементів вищої пари в крайніх положеннях важеля CD. Внаслідок зазору в пазі, точка торкання ролика з кулачком буде переходити із зовнішнього профілю на внутрішній або назад. Зазор у пазі збільшує кут повороту кулачка, що відповідає вистою механізму.

Величина кута $\Delta\alpha$ при наближенні штовхача може бути знайдена графічно. Наприклад для механізму дозування (Рис. 1.19) з розташуванням ролика в пазовому кулачку розрахункове рівняння зводиться до виду:

$$\cos\Delta\alpha = \frac{R_0^2 + (R_0 - R_1)^2 - (R_1 + \delta)^2}{2R_0(R_0 - R_1)}$$

тут R_0 і R_1 — радіуси кривизни дуг кіл теоретичного профілю в точці сполучення а;

δ - зазор в пазі кулачка.

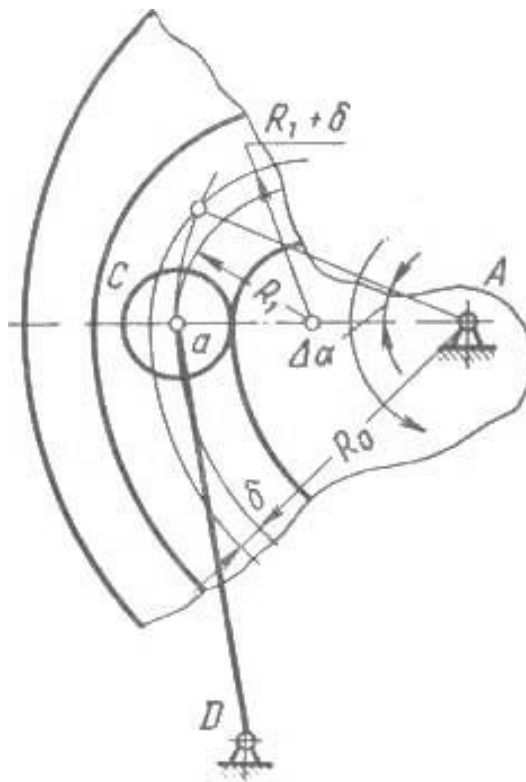


Рис. 1.20. Схема розташування ролика в пазовому кулачку механізму дозування

У розглянутому прикладі конструктивного оформлення механізму дозування при зазорі в пази кулачка $\delta = 2$ мм додатковий кут вистоя в цьому випадку становить $10^\circ 30'$ і повинен враховуватись при побудові циклограми машини.

Для варіанту конструктивного оформлення механізму дозування Рис. 1.20 час дозування пресспорошка може бути знайдено за допомогою діаграми кутів повороту завантажувального черевика. Для цього необхідно визначити кут повороту кулачка $\gamma_{\text{доз}}$, що відповідає розташування завантажувального черевика над матрицею. Шуканий кут $\gamma_{\text{доз}}$ залежить не тільки від розмірів ланок мехнізму, але і від конструктивних розмірів живильника, а також від діаметра таблетки, що виготовляється.

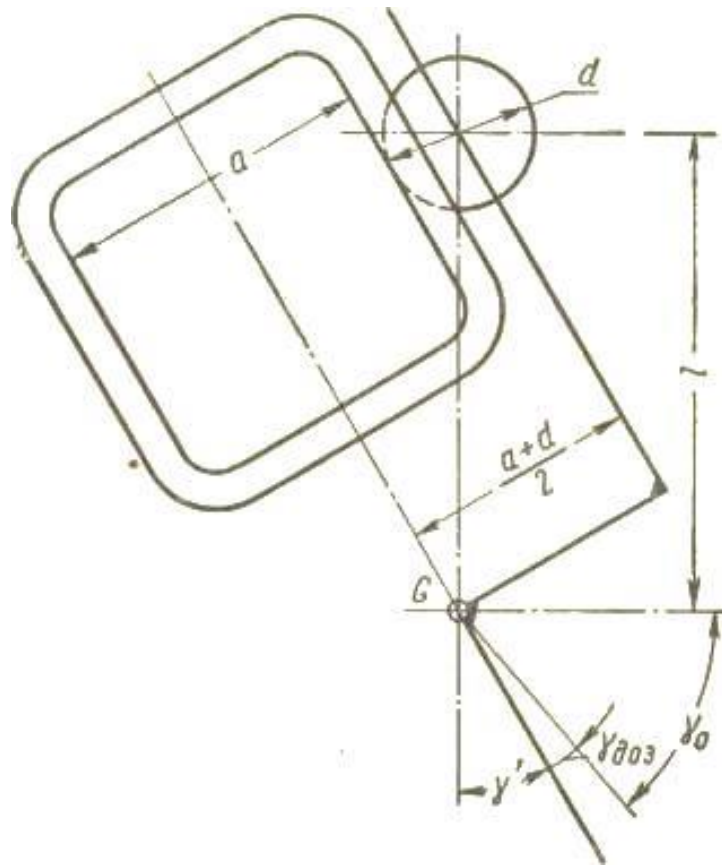


Рис. 1.21. Положення завантажувального черевика в момент початку дозування

Так як заповнення матриці преспорошком починається в той момент, коли внутрішня порожнина завантажувального черевика почне перекривати отвір матриці, кут $\gamma_{\text{доз}}$ що характеризує положення живильника (Рис. 1.21) стосовно його початкового положення, визначається як:

$$\gamma_{\text{доз}} = 90^\circ - \gamma_0 - \gamma'$$

де

$$\begin{aligned} \gamma' &= \arcsin' \frac{a+d}{2l} \\ \gamma_{\text{доз}} &= 90^\circ - \gamma_0 - \arcsin' \frac{a+d}{2l} \end{aligned} \quad (1.26)$$

тут γ_0 - кут, що визначає початкове положення черевика;

a - ширина випускного отвору черевика;

l - відстань від осі обертання черевика до осі матриці;

d - діаметр м.

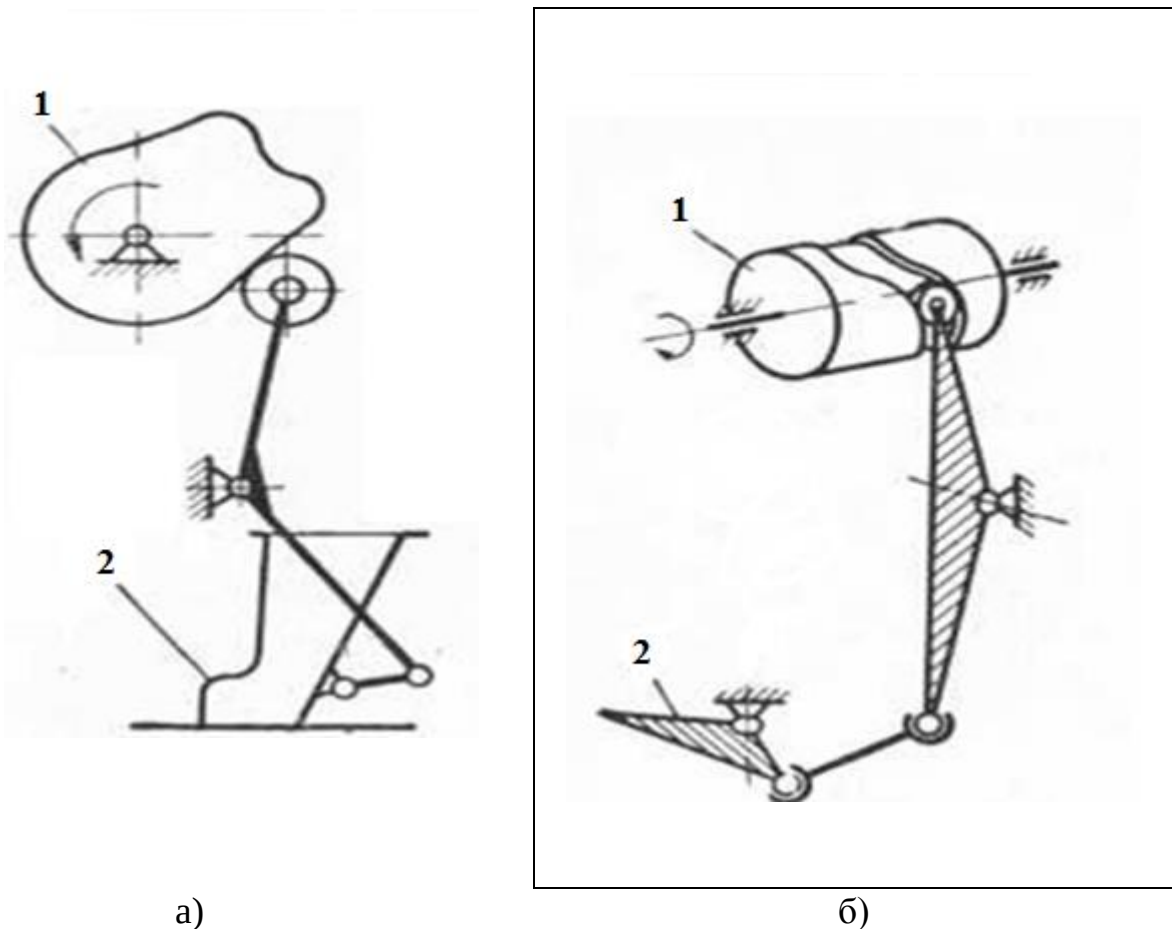
Механізм дозування також скидає таблетку, яка виштовхується на поверхню

столу з матриці. Край завантажувального черевика зустрічає таблетку і зсуває її поверхнею столу на похилий лоток. Положення живильника в момент зустрічі з таблеткою визначається за формулою:

$$\gamma_{\text{сбр}} = 90^\circ - \gamma_0 - \arcsin \frac{a' + d}{2l} \quad (1.27)$$

де a' - ширина завантажувального черевика.

На Рис. 1.22, а представлена кінематична схема механізму дозування з поступально-рухом живильником 2, що приводиться в рух від дискового кулачка 1. На Рис. 1.22б показаний механізм дозування з приводом від циліндричного кулачка. В даному варіанті ведена ланка 2 (завантажувальний черевик) обертається навколо вертикальної вісі.



а - з дисковим кулачком на головному валу;
б – з циліндричним кулачком на головному валу.

Рис. 1.22. Кінематична схема механізмів дозування

Представлені варіанти конструктивного оформлення механізмів дозування дозволяють забезпечити надійну синхронізацію з механізмами пресування та розвантаження та плавність їх переміщення.

1.2.1.4. Циклова діаграма машини.

Циклова діаграма машини (циклограма) будується на основі циклограм окремих виконавчих механізмів з урахуванням взаємного розташування провідних ланок цих механізмів на кривошипному валу машини. Схема кутового зміщення провідних ланок виконавчих механізмів на головному валу кривошипної таблетмашини представлена на Рис.1.23.

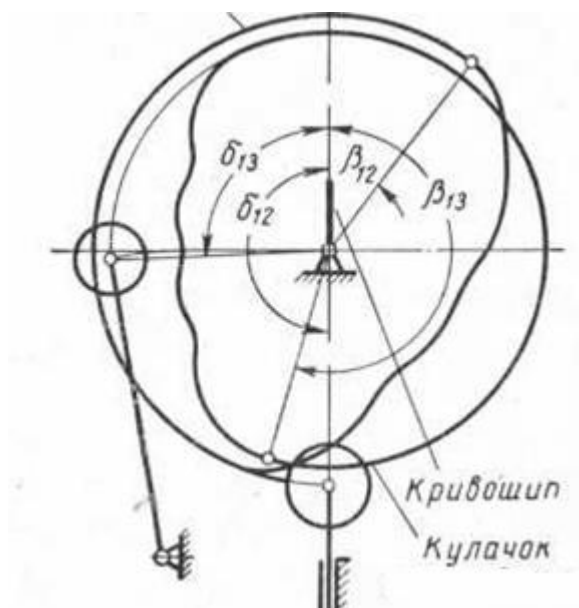


Рис.1.23. Схема розташування провідних ланок виконавчих механізмів

Прийmemo механізм пресування за основний цикловий механізм, а за початкове його положення те, у якому повзун механізму пресування перебуває у верхньому крайньому положенні. Фазові кути повороту кривошипа x_{12} і кулачка x_{13} визначають перехід виконавчих механізмів дозування і пресування у їх початкові положення і можуть бути виражені через кути їх установки β_{12} і β_{13} та δ_{12} і δ_{13} , що визначають положення роликів штовхачів кулачкових механізмів у відповідних початкових положеннях. Кути установки є кути між початковими радіусами-векторами кулачків виконавчих механізмів і кривошипів і відраховуються у бік, зворотний до обертання головного валу. З схеми розташування провідних ланок механізмів дозування і пресування (рис.23) фазові кути повороту кривошипа та кулачка визначаються сумою кутів установки кулачків дозування та пресування:

$$x_{12} = \delta_{12} + \beta_{12} ,$$

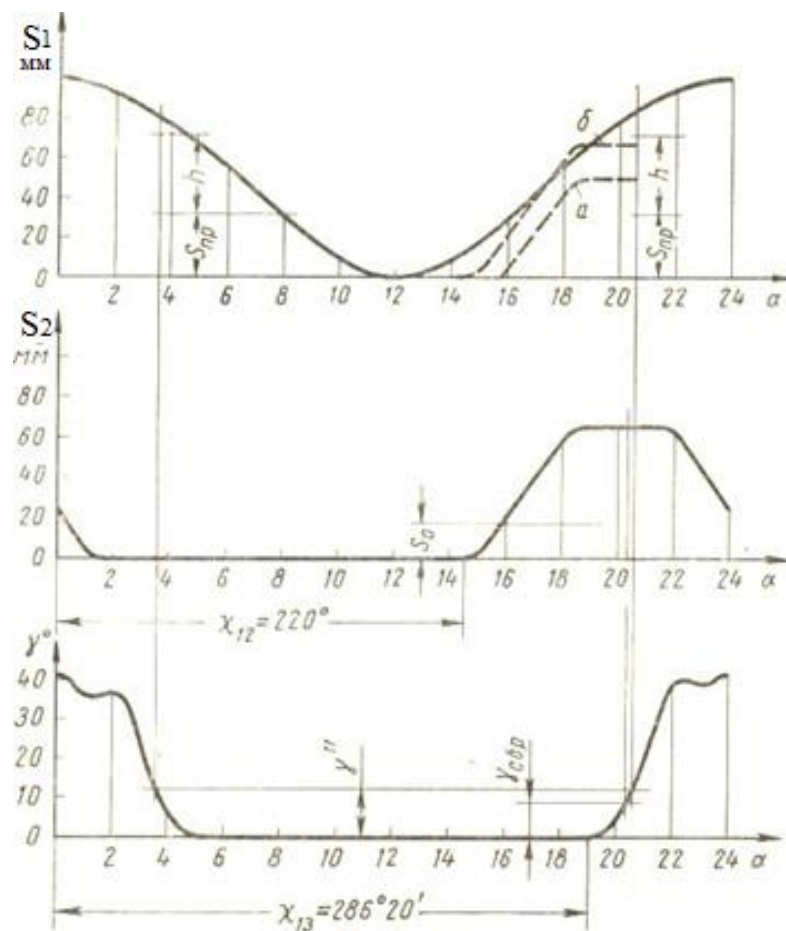
$$x_{13} = \delta_{13} + \beta_{13}$$

Загальна циклограма машини після знаходження фазових кутів будується шляхом поєднання циклограм окремих виконавчих механізмів зі зсувом на відповідні фазові кути.

На циклограмі, показаній на Рис. 1.24, відзначені періоди часу (кути повороту головного вала), що відповідають виконанню відповідних робочих операцій таблетування для розглянутої машини. Вказана на циклограмі тривалість робочих операцій відповідає ходу пуансона в матриці $S_{\text{пр}} = 32$ мм і ходу виштовхувача $S_{\text{вит}} = 50$ мм.

Коефіцієнт використання машини за цикл, що є відношенням сум періодів часу виконання несумісних робочих операцій на час циклу, дорівнює в цьому випадку 0,638; це означає, що 36,2% часу кінематичного циклу машини витрачається на неодружені переміщення.

Циклограма використовується під час аналізу відносного руху робочих органів машини, т. є. для перевірки узгодженості спільної роботи виконавчих механізмів. Перевірка повинна проводитися з урахуванням змін, які можуть бути викликані регулюванням виконавчих механізмів машини: зміною величини ходу пуансона в матриці або величини ходу виштовхувача тощо.



Механізми	0	30	60	90	120	150	180	210	240	270	300	330	360
Пресування	О п у с к а н н я					П і д й о м							
Виштовхування та прочистка			В и с т і й						П і д й о м		В и с т і й		О п у с к а н н я
Наповнення та скидання	З в о р о т н и й			В и с т і й							П р я м и й		
	х і д										х і д		
					- Фази руху механізмів								
					- Виконання робочих операцій								

Рис. 1.24. Поєднані діаграми переміщень робочих органів кривошипної таблетмашини та циклограма її роботи

Наявність неузгодженості рухів робочих органів машин призводить до порушення технологічного процесу, а в деяких випадках викликає і поломку машини.

При проектуванні кривошипної таблетмашини необхідно досліджувати попарно взаємні положення пресуючого пуансона, виштовхувача і живильника - завантажувального черевика, які вони займають протягом циклу. При цьому необхідно враховувати положення таблетки.

Для дослідження відносних положень пресуючого пуансона і виштовхувача зручно використовувати діаграми переміщень цих робочих органів S1 (а) та S2 (а), зрушуючи їх по фазі відповідно до циклограми механізму (так звані синхронні діаграми переміщення робочих органів). Поєднані діаграми дозволяють, зокрема, перевірити відсутність «підтиснення» таблетки при її виштовхуванні. Останнє неприпустимо, оскільки може призвести до поломки деталей механізму виштовхування у зв'язку з тим, що на виштовхувач передаватиметься зусилля, що значно перевищує розрахункове зусилля виштовхування для цього механізму.

Перевірка на «підтиснення» проводиться так. На діаграму переміщення пресуючого пуансона переноситься з діаграми переміщення штанги механізму виштовхування та його частина, яка відноситься до руху виштовхувача при підйомі, тобто частина, що лежить вище за пряму, паралельну осі абсцис і зміщену по відношенню до неї на S_0 (Рис. 1.24). У відображеному пунктирною лінією (варіант-а) хід виштовхувача $S_{\text{вит}} = 50$ мм. Ординати, укладені між кривими переміщень, відповідають зазору між спресованою таблеткою та пресуючим пуансоном, так як діаграма переміщення виштовхувача зміщена вгору на висоту таблетки.

Як видно з діаграм, при даному налаштуванні машини «підібгання» таблетки не буде. При зменшенні ходу виштовхувача проміжок між пресуючим пуансоном і таблеткою зростає. При збільшенні ходу виштовхувача до максимальної величини, 66 мм (варіант-б), в машині, що розглядається, відбуватиметься «підтискання», отже, використання машини при зазначеній настройці неприпустимо. Гранична величина ходу виштовхувача, знайдена з умови дотримання узгодженості роботи механізмів, дорівнює 62 мм.

Зміна довжини шатуна при регулюванні механізму пресування вельми мало впливає на характер кривої переміщення пресуючого пуансона і може не прийматися до уваги.

Взаємне положення виштовхувача і завантажувального черевика також визначається за допомогою циклограми машини та кінематичних діаграм переміщень відповідних робочих органів. З циклограми слід, що прямий хід завантажувального черевика починається в той момент, коли виштовхувач майже досягає верхнього положення і таблетка ще не повністю виштовхнута з матриці. Правильно складені кінематична схема та циклограма машини повинні забезпечити повне виштовхування таблетки з матриці до моменту її зустрічі з черевиком

завантажувального живильника, тобто до початку зіштовхування ним таблетки у бік приймального лотка. Якщо таблетка не буде виштовхнута на поверхню столу, то станеться її сколювання. Відсутність сколювання перевіряється по куту повороту головного валу, що відповідає моменту зустрічі завантажувального черевика з таблеткою; за знайденим кутом за допомогою діаграми переміщень визначається положення виштовхувача (Рис. 1.24). Якщо виштовхувач при цьому не знаходиться у верхньому положенні, то буде відбуватися зіштовхування таблетки в приймальний бункер.

Метод розрахунку кута повороту живильника $\gamma_{сбр}$ в момент зустрічі з таблеткою було викладено вище, причому було зазначено, що цей кут залежить від діаметра таблетки, а саме: зі збільшенням діаметра кут $\gamma_{сбр}$ зменшується. У зв'язку з тим, що рухома прилегла по столу машини поверхня завантажувального черевика забезпечена ущільнюючою прокладкою, необхідне ретельне регулювання верхнього положення виштовхувача, так як у момент проходження живильника над матрицею виштовхувач знаходиться в положенні верхнього вистю.

Для аналізу відносного положення завантажувального черевика і пресуючого пуансона слід заздалегідь розрахувати кут повороту головного валу, що відповідає тому моменту, коли завантажувальний черевик входить під пуансон. Цей розрахунок проводиться за аналогією з розрахунком, використаним для визначення кута повороту головного валу на момент зустрічі з таблеткою. Положення живильника в момент входу під пуансон характеризується кутом γ'' , величина якого розраховується за рівнянням:

$$\gamma'' = 90^\circ - \gamma_0 - \arcsin \frac{a_2 + d}{2l} \quad (1.28)$$

де a_2 – ширина тієї частини завантажувального черевика, яка переміщується під пресуючий пуансон.

За знайденим значенням γ'' неважко визначити за допомогою графіка кутів повороту завантажувального черевика відповідні кути повороту головного валу, а потім і переміщення пресуючого пуансона. Умову відсутності зустрічі пуансона і завантажувального черевика можна записати в такому вигляді:

$$|s| > h,$$

де h - висота тієї частини завантажувального черевика, яка входить під

пуансон, що пресує;

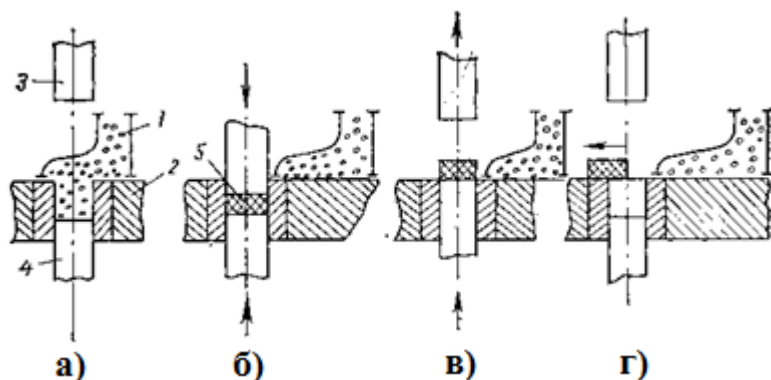
s - переміщення пуансона, відраховане від поверхні столу, визначене за формулою (1.21).

Відповідні побудови переміщень пресуючого пуансона показано на Рис. 1.24. Переміщення пресуючого пуансона слід розраховувати по найбільшій, довжині шатуна, тобто для того випадку, коли величина ходу пуансона в матриці максимальна.

1.2.1.5. Способи таблетування та розподіл зусиль.

Технологічний процес таблетування реактопластів схематично представлено на Рис. 1.25 включає такі основні операції: дозування, пресування, виштовхування та транспортування таблеток.

Дозування - відмірювання або відвішування необхідної кількості (дозы) матеріалу і переміщення його в порожнину матриці. Найбільш поширене об'ємне дозування, тобто відокремлення дози шляхом заповнення певного обсягу матриці 2. Цей спосіб дозування високопродуктивний, конструкція об'ємного дозатора 1 проста і надійна, зручна в обслуговуванні.



а - дозування; б - пресування; в - виштовхування; г - скидання таблеток.

1 - дозатор; 2 - матриця; 3 - верхній пуансон; 4 - нижній пуансон; 5 - таблетка.

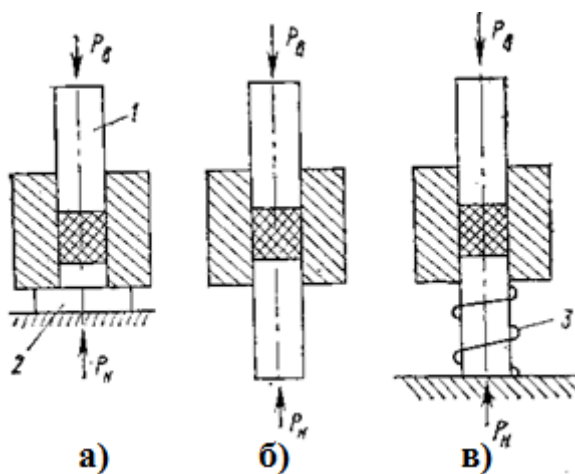
Рис. 1.25. Операції процесу таблетування

Недоліком об'ємного дозування є мала: точність дозування, що призводить до отримання неоднорідних за густиною таблеток. Дозування за масою знайшло застосування при виробництві індивідуальних, особливо стабільних за масою виробів, а також при таблетуванні волокнистих матеріалів. Дозування по масі відрізняється невисокою продуктивністю, складністю конструкції обладнання, що

застосовується і необхідністю його обслуговування.

Дозування поганосипучих і волокнистих матеріалів, що мають схильність до стеження та сводоутворення, ускладнюється необхідністю оснащення бункерних та живильних пристроїв системою примусової подачі матеріалу такими як ворушители-живильники.

Пресування - основна операція процесу таблетування полягає в ущільненні приготовленої дози матеріалу в замкнутому обсязі. Пресування здійснюється за допомогою пуансонів, що переміщуються у матриці. Залежно: від способу застосування зусилля пресування – таблетування буває одностороннім та двостороннім Рис. 1.26.



а - одностороннє; б - двостороннє; в — з «плаваючою» матрицею;
1- верхній пуансон; 2 - нижній пуансон; 8 - пружина.

Рис. 1.26. Схеми пресування при таблетуванні

При односторонньому пресуванні (Рис. 1.26а) щодо матриці переміщує тільки верхній пуансон 1. При цьому зусилля пресування P_B на верхньому пуансоні 1 і зусилля P_H на нижньому пуансоні 2 пов'язані співвідношенням:

$$P_B = P_H + \sum R_T \quad (1.29)$$

де R_T - рівнодіюча сил тертя, розподілених по бічній поверхні виробу, що пресується.

Зниження зусилля пресування, що передається на матеріал, за рахунок зовнішнього тертя по висоті йресуемого виробу в напрямку від пуансона 1 до пуансона 2 зменшує щільність ж міцність таблетки в цьому ж напрямку.

При двосторонньому пресуванні (Рис. 1.26б) обидва пуансони є дресуючими і створюють однаковий тиск на верхній і нижній поверхні таблеток $P_B = P_H$.

Варіантом конструктивного оформлення процесу двостороннього пресування є використання так званої "плаваючої матриці" (рис. 26, в), що має можливість переміщатися в осьовому напрямку. При застосуванні «плаваючої матриці» сили тертя, що виникають при пресуванні, діють не тільки на таблетку, але і на пружину 3, переміщуючи матрицю в бік руху пресуючого пуансона. В цьому випадку зусилля на пресуючому пуансоні:

$$P_B = P_H + T_{\Pi} \quad (1.30)$$

де T_{Π} - зусилля, яке необхідно витратити на стиск пружини.

Зважаючи на те, що T_{Π} становить зневажливо малу частину від P_B , отримаємо:

$$P_B \approx P_H \quad (1.31)$$

що справедливо для двостороннього пресування.

Важливим завданням для встановлення технологічного режиму таблетування є вибір тиску пресування. Цим параметром значною мірою визначається якість таблетки: її механічна міцність, сталість геометричних розмірів, відсутність тріщин та зовнішніх дефектів. Механічна міцність таблетки є функцією її густини, яка в свою чергу залежить від тиску пресування.

Отримані дослідним шляхом дані свідчать про те, що при досягненні значення тиску пресуванням, рівного для фенопластів 75-125 МПа, а для скловолокнітів 250-300 МПа, подальшого суттєвого збільшення щільності, а отже, і міцності таблетки не відбувається. Вибір величини тиску пресування, що реалізується при таблетуванні, залежить також і від природи матеріалу, що переробляється, його температури, вологості, наявності змащувальних добавок, швидкості пресування.

Зусилля таблетування вибирається з умови необхідності досягнення у таблетці мінімального значення тиску пресування в найменш міцному шарі таблетки. При односторонній схемі пресування цей шар розташовується на нижньому пуансоні, а при двосторонній схемі пресування - в середньому (нейтральному) шарі по висоті таблетки.

Тиск пресування за схемою одностороннього таблетування визначається за формулою:

$$p_{\Pi} = p_{\text{мин}} + (4h_T/d_T)\tau_T \quad (1.32)$$

де h_T і d_T - висота та діаметр таблетки відповідно; питома сила тертя на бічній поверхні таблетки $\tau_T = (0.25 \div 0.35) p_{\Pi}$.

Для схеми двостороннього таблетування формула (32) видозмінюється наступним чином:

$$p_{\Pi} = p_{\text{мин}} + (2h_T/d_T)\tau_T \quad (1.33)$$

Визначивши тиск пресування p_{Π} , можна перейти до обчислення щільності матеріалу в таблетці і потім отримати значення коефіцієнта ущільнення матеріалу $k_y = \rho_T/\rho_H$. Від ступеня ущільнення сировини k_y залежить вибір конструктивних параметрів вузла таблетування: ходу пуансона, обсягу матриці. Прирівнюючи масу порції прес-порошку $g_T = \rho_T v_0$ до маси таблетки $g_T = \rho_T v_T$ (де v_0 і v_T - об'єми порожнини матриці та таблетки відповідно) і виразивши $v_0 = (\pi d_T^2/4)h_0$ і $v_T = (\pi d_T^2/4)h_T$, отримуємо, що $k_y = h_0/h_T$. Задаючись далі значенням d_T , визначаємо висоту таблетки h_T і висоту порожнини матриці h_0 . Хід пуансона при схемі одностороннього таблетування дорівнює $l_{\Pi} = h_0 - h_T$; при схемі двостороннього таблетування хід кожного з пуансонів дорівнює $l_{\Pi} = (h_0 - h_T)/2$.

Зусилля таблетування P може бути визначено по величині тиску пресування:

$$P = (\pi d_T^2/4) p_{\Pi} \quad (1.34)$$

Виштовхування-видалення таблетки з матриці здійснюється зазвичай одним з пуансонів, що виконували пресування. Зусилля виштовхування залежить від сил залишкового бічного тиску, що діють у формі після зняття пресування тиску. При цьому зусилля на пуансоні, що виштовхує P_B дорівнює силі зовнішнього тертя T_B таблетки по стінці матриці:

$$P_B = T_B = \pi d_T h_T k \rho_{\Pi} f \quad (1.35)$$

де d_T і h_T - діаметр та висота таблетки; k - коефіцієнт бічного тиску; ρ_{Π} - залишковий тиск пресування [$\rho_{\Pi} \approx (0.15 \div 0.20)\rho_{\Pi}$]; f - коефіцієнт тертя.

Транспортування (скидання) готових таблеток здійснюється, як правило, механічним пристроєм (завантажувальним башмаком). Зазвичай операція поєднується за часом із дозуванням сировини.

Для виготовлення таблеток із сипких порошкоподібних полімерних матеріалів використовуються різні таблетмашини – автомати, які можна класифікувати за низкою ознак: за конструкцією приводу приводу (механічні та

гідравлічні); за способом пресування (з одно- та двостороннім пресуванням, з «плаваючою» матрицею); за характером руху таблетованого матеріалу (з періодичним і безперервним рухом об'єкта, що переробляється).

У більшості випадків для таблетування використовуються механічні ексцентрикові (кривошипні) або роторні (ротаційні) та гідравлічні машини-автомати. Ці автомати, можуть бути охарактеризовані основним параметром - зусиллям пресування, яке в сучасних таблетмашинах може досягати 1000 кН.

1.2.2. Силовий розрахунок механізмів.

До силового розрахунку кривошипних таблетмашин відноситься визначення зусиль, що діють на конструктивні елементи їх механізмів, реакцій у кінематичних парах і моментів від сил, прикладених до їх ланок.

Вирішення перших двох завдань дозволяє отримати вихідні дані для наступних розрахунків міцності деталей таблетмашин, а також для підбору підшипників, розрахунку коефіцієнта корисної дії (к. п. д.) і т. д. Визначення зведених до провідної ланки машини моментів сил дозволяє вирішити питання про підбір двигуна та зробити розрахунок моменту інерції маховика.

Як відомо, завдання силового розрахунку механізмів вирішуються за допомогою кінетостатичного методу, відповідно до якого можна розглядати рівновагу кінематичного ланцюга та окремих ланок у тому випадку, якщо до всіх активних та реактивних сил додати сили інерції. Сили інерції зазвичай розраховуються для періоду руху машини в припущенні, що кутова швидкість провідної ланки постійна і відома. Уточнення величин сил інерції та реакцій у кінематичних парах може бути здійснено лише після визначення справжнього закону руху машинного агрегату.

На ведені ланки виконавчих механізмів таблетмашини можуть діяти такі силові фактори.

Сили корисних опорів: зусилля пресування та зусилля виштовхування. Основні закономірності, що характеризують сили опору, що виникають під час виконання технологічних операцій.

Сили ваги ланок. У деяких випадках силами ваги можна знехтувати у зв'язку з їх незначною величиною, порівняно з іншими навантаженнями; так, наприклад, у

кривошипних таблетмашинах сумарна сила ваги всіх рухомих ланок механізму пресування становить не більше 03-05% від величини максимальної пресуючої сили.

Сили інерції ланок. У зв'язку з тим, що кривошипні ексцентрикові таблетмашини є тихохідними, відношення максимального прискорення повзуна механізму пресування до прискорення сили тяжіння не перевищує 0,1, тобто сили інерції можна не враховувати і розрахунок цього механізму робити як статичний. Для інших виконавчих механізмів машини питання необхідності обліку сил інерції має вирішуватися індивідуально в кожному випадку, так як ці сили іноді можуть представляти основне навантаження механізму.

Сили пружності пружин. Поряд із геометричним замиканням вищих пар у кулачкових механізмах таблеткових машин застосовуються системи із силовим замиканням кінематичної пари кулачок-штовхач. У разі ведене ланка перебуває під впливом пружини. Один із рухів штовхача відбувається за рахунок впливу кулачка на штовхач; при цьому пружина деформується та накопичує потенційну енергію; при зворотному ході штовхача пружна сила пружини є рушійною. Отже, за цикл руху механізму робота пружних сил пружини дорівнює нулю, якщо знехтувати втратами на гістерезис.

Сили тертя у кінематичних парах. При силових розрахунках тертя в кінематичних парах враховується за законами сухого тертя, тобто передбачається, що сили тертя, що виникають у кінематичних парах, пропорційні до нормальних тисків від реакцій у відповідних парах. У поступальній парі дія сил тертя призводить до відхилення реакції на кут тертя $\varphi = \arctg f$ у бік, протилежний напрямку відносної швидкості ланок пари; у обертальній парі дія сил тертя призводить до усунення реакції щодо вісі шарніра на величину радіуса кола тертя $Q = fr$ (де r - радіус цапфи); коефіцієнт тертя для сталі по бронзі в наближених розрахунках зазвичай приймається рівним 0,075-0,1.

Сили тертя в кінематичних парах у деяких випадках суттєво впливають на величину реакцій та наведеного до провідної ланки моменту сил опорів. Для правильної оцінки умов роботи кінематичних пар необхідно визначати та зіставляти коефіцієнти втрат у кінематичних парах.

1.2.2.1. Механізм пресування.

У зв'язку з тим, що механізм пресування Рис. 1.27 має площину симетрії щодо реакцій у напрямних і в підшипниках шатуна, при силовому розрахунку його розглядають як плоский. При розрахунку реакцій в опорах головного валу необхідно враховувати вплив сил, що діють інші виконавчі механізми, а також реакції в зубчастому зачепленні. Надалі введені такі позначення: P - сила пресування; P_{12} - реакція кривошипу на шатун; P_{23} - реакція шатуна на повзун; P_{03} - реакція напрямної на повзун; r_B і r_C - радіуси підшипників шатуна.

Оскільки сили тяжкості та сили інерції ланок у розрахунку не враховуються, можна вважати, що реакція $P_{12} = P_{23}$ і спрямована за загальною дотичною до кіл тертя, побудованими в точках B і C . Радіуси кіл тертя розраховуються як функція коефіцієнтів тертя в кінематичних парах:

$$q_B = f r_B$$

$$q_C = f r_C$$

Дотична до кіл тертя проводиться таким чином, щоб зусилля, що діє за цим напрямом, врівноважувало моменти тертя у підшипниках. Реакція P_{03} відхилена від нормалі на кут тертя. Нижче розглядається випадок, коли перекіс повзуна у напрямній відсутній.

З плану сил побудованого для повзуна (Рис. 1.27б) по теоремі синусів, отримуємо:

$$P_{12} = P_{23} = \frac{\cos \varphi}{\cos(\psi + \delta + \varphi)} P \quad (1.36)$$

$$P_{03} = \frac{\sin(\psi + \delta)}{\cos(\psi + \delta + \varphi)} P \quad (1.37)$$

Нормальна складова реакції P_{03} може бути визначена як:

$$N_{03} = \frac{\sin(\psi + \delta) \cos \varphi}{\cos(\psi + \delta + \varphi)} P \quad (1.38)$$

Проектуючи контур $CbcC$ (Рис. 1.27а) на напрямок нормалі до дотичної до кругів тертя можна записати рівняння для визначення кута тертя δ :

$$(Bb) + (cC) - l \sin \delta = 0$$

Звідки

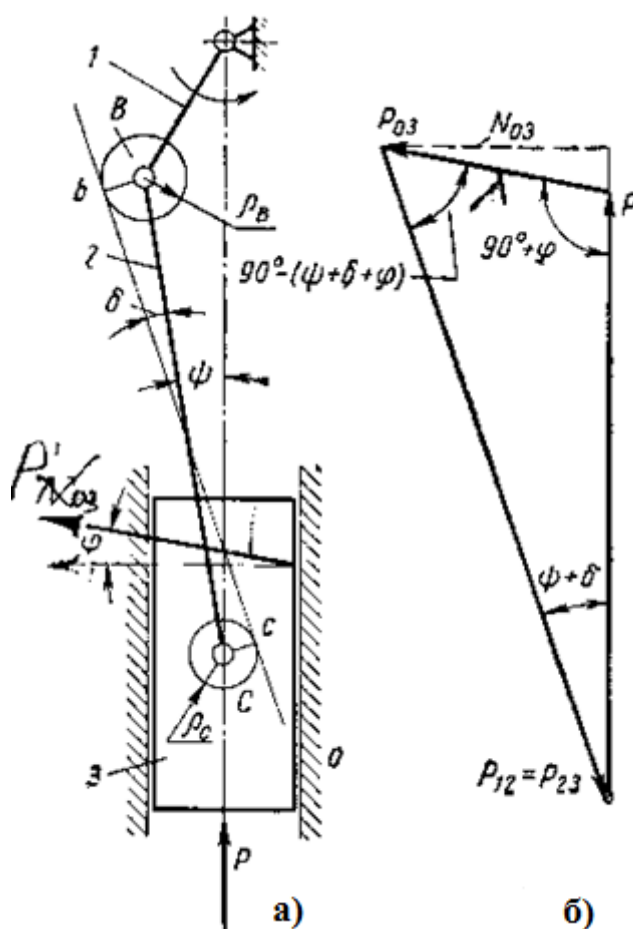
$$q_B + q_C = l \sin \delta \quad (1.39)$$

З врахуванням радіусів підшипникових пар В і С та коефіцієнтів тертя в них:

$$\delta = \arcsin\left(f \frac{r_B + r_C}{l}\right) \quad (1.40)$$

Для розрахунку реакцій P_{12} , P_{23} і N_{03} можна також використовувати наближені формули, так як $\lambda < 1/3$, $f = 0.1$ та $\delta \leq 3^\circ$:

$$P_{12} = P_{23} \approx P; \quad N_{03} \approx \left(\lambda \sin\varphi + \frac{1}{\operatorname{ctg}\delta - f}\right) P \quad (1.41)$$



а - план механізму; б - план сил повзуна; 1 - кривошип; 2 - шатун; 3 - повзун

Рис. 1.27. Схема кривошипно-шатунного механізму та план сил

Максимальна похибка розрахунку за наближеними формулами становить не більше 5% і відповідає значенню $\alpha = 90^\circ$ у своїй зазвичай пресування ще відбувається.

У тому випадку, коли конструкція поступальної кінематичної пари така, що може виникнути перекіс повзуна в напрямній Рис. 1.27, розрахункові формули для

визначення реакцій виходять із розгляду рівноваги повзуна. Вважаючи, що тиск на направляючу при перекосі розподіляється згідно із законом трикутника, можна записати:

$$N'_{03} = \frac{1}{2} q' l', \quad N''_{03} = \frac{1}{2} q'' l'' \quad (1.42)$$

Причому $l' + l'' = L$, де L - довжина напрямної.

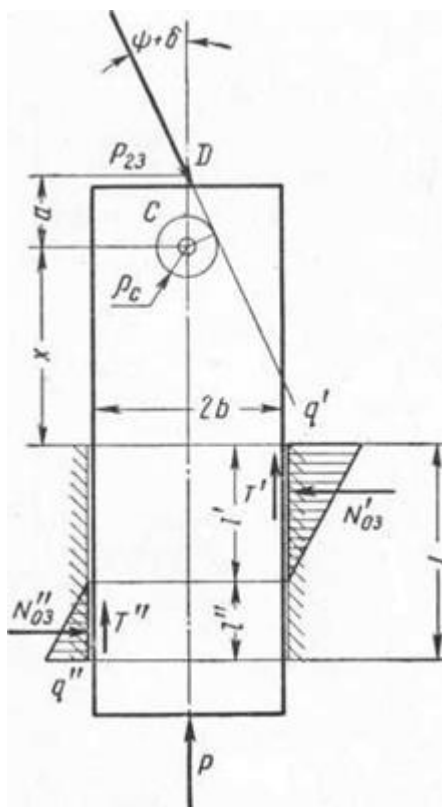


Рис. 1.28. Схема сил, прикладених до повзуна кривошипно-шатунного механізму при перекосі повзуна у напрямній

Сили тертя T' і T'' у напрямних можна виразити через нормальні реакції:

$$T' = f N'_{03}; \quad T'' = f N''_{03}$$

Маючи на увазі подібність трикутників епюр тиску, можна записати:

$$\frac{q'}{q''} = \frac{l'}{l''}$$

Причому

$$\frac{N'_{03}}{N''_{03}} = \left(\frac{l'}{l''} \right)^2 \quad (1.43)$$

Рівняння рівноваги повзуна мають такий вигляд:

$$P_{23} \sin(\psi + \delta) - N'_{03} + N''_{03} = 0; \quad (1.44)$$

$$-P_{23} \cos(\psi + \delta) + f N'_{03} + f N''_{03} + P = 0 \quad (1.45)$$

$$N'_{03} \left(a + x + \frac{1}{3} l' \right) - f N'_{03} b + f N''_{03} b - N''_{03} \left(a + x + L - \frac{1}{3} l'' \right) = 0 \quad (1.46)$$

$$\text{де } a = \frac{e_c}{\sin(\psi + \delta)};$$

2b - ширина повзуна;

x - відстань точки С від направляючої повзуна.

Позначивши

$$\frac{3(a + x + fb)}{L} = m \quad (1.47)$$

При відомій відстані L_0 від вісі обертання кривошипа до точки С відстань x може бути виражена як:

$$x = L_0 - x_c,$$

де величина x_c є функцією кута повороту кривошипа і визначається за рівнянням (1.11).

Спільне рішення рівнянь (1.43) та (1.46) дає:

$$\frac{N'_{03}}{N''_{03}} = \left(\frac{m + 2}{m + 1} \right)^2 = K \quad (1.48)$$

Рівняння (1.44), (1.45) та (1.47) дозволяють визначити величини реакцій у кінематичних парах:

$$P_{23} = \frac{1}{\cos(\psi + \delta)} \frac{1}{1 - \operatorname{tg} \beta \operatorname{tg}(\psi + \delta)} P \quad (1.49)$$

$$N'_{03} = \frac{K \operatorname{tg}(\psi + \delta)}{K - 1} \frac{1}{1 - \operatorname{tg} \beta \operatorname{tg}(\psi + \delta)} P \quad (1.50)$$

$$N''_{03} = \frac{\operatorname{tg}(\psi + \delta)}{K - 1} \frac{1}{1 - \operatorname{tg} \beta \operatorname{tg}(\psi + \delta)} P \quad (1.51)$$

В цих формулах:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{K+1}{K-1} f$$

Наведеними формулами слід користуватися у розрахунках реакцій лише в тому випадку, коли $x > \frac{L}{3} + fb - a$. При значеннях $x \leq \frac{L}{3} + fb - a$ матиме місце односторонній притиск повзуна до направляючої, і тоді для силового розрахунку слід використовувати формули (1.36) - (1.38).

Визначимо приведений момент сил опору пркладених до головного валу кривошипної таблетмашини з урахуванням сил тертя в опорах Е та F Рис. 1.29.

Зазвичай головний вал у кривошипних таблетмашинах двоопорний і для представленого періоду пресування приведений момент визначається як сума моментів опору від зусилля пресування та моментів тертя від реакцій в опорах як:

$$M_n = M'_n + M_{mp\ E} + M_{mp\ F} \quad (1.52)$$

$$\text{де } M'_n = P_{21}(Aa_1) = P_{21}(Aa_1 + d_1a_1) = P_{21}[r \sin(\theta + \delta + \varphi) + q_B];$$

моменти сил тертя в опорах вала Е і F відповідно $M_{mp\ E} = P_E f r_0$; $M_{mp\ F} = P_E f r_0$ і P_E та P_F - реакції в опорах валу; $2r_0$ - діаметр вал в опорах.

Вважаючи, що опори головного валу розташовані по обидва боки шатуна і що головний вал обертається від зубчатої передачі рівняння його рівноваги згідно представленої схеми зводяться до виду:

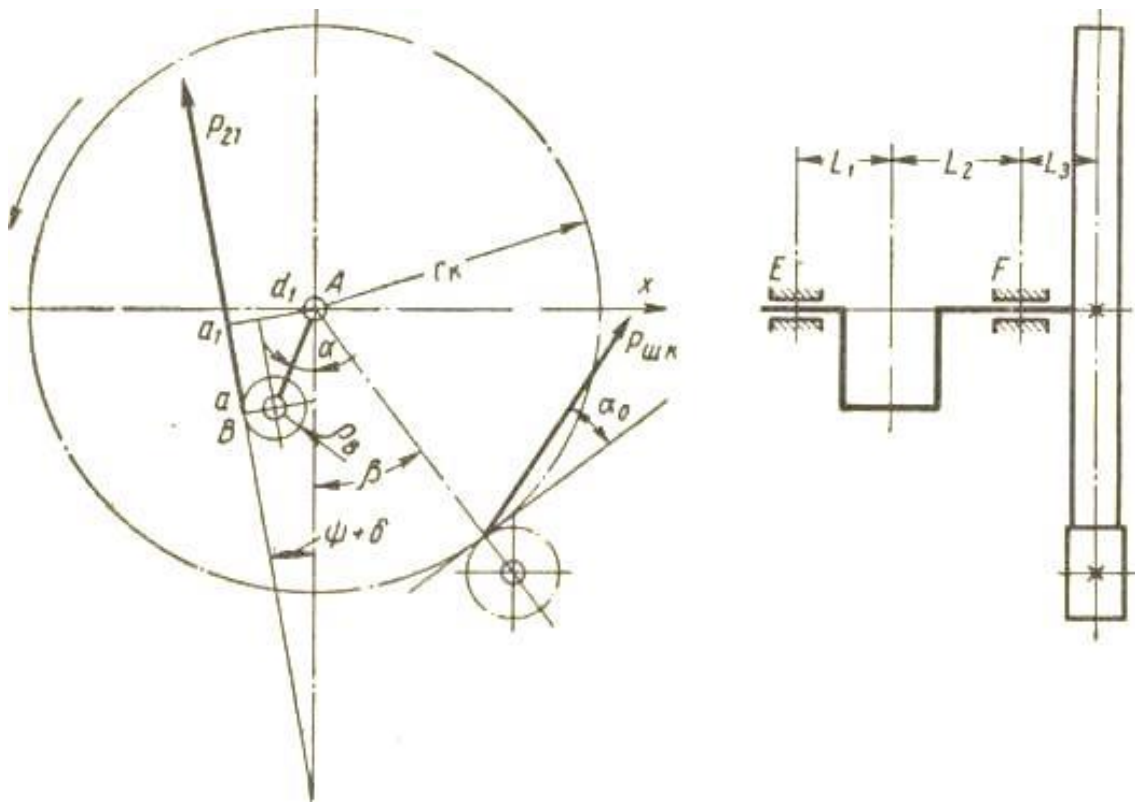


Рис. 1.29. Схема сил, прикладених до головного валу кривошипної таблетмашини

$$X_E + X_F - P_{21} \sin(\psi + \delta) + P_{шк} \cos(\alpha_0 + \beta) = 0 \quad (1.53)$$

$$Y_E + Y_F - P_{21} \cos(\psi + \delta) + P_{шк} \sin(\alpha_0 + \beta) = 0; \quad (1.54)$$

$$-P_{21} \cos(\psi + \delta)L_1 - Y_F(L_1 + L_2) - P_{шк} \sin(\alpha_0 + \beta)(L_1 + L_2 + L_3); \quad (1.55)$$

$$-P_{21} \sin(\psi + \delta)L_1 - X_F(L_1 + L_2) + P_{шк} \cos(\alpha_0 + \beta)(L_1 + L_2 + L_3); \quad (1.56)$$

$$M'_n + M_{mp\ E} + M_{mp\ F} - P_{шк} \cos \alpha_0 r_k = 0. \quad (1.57)$$

В рівняннях (1.53) - (1.57) прийняті наступні позначення:

X_E, Y_E - проекції реакції P_E на горизонтальну та вертикальну осі;

X_F, Y_F - проекції реакції P_F на горизонтальну та вертикальну осі;

$P_{шк}$ - Реакція в зубчастому зачепленні;

α_0 - кут зачеплення шестерні та колеса;

β - кут, що визначає установку шестірні;

r_k - радіус початкового кола колеса;

L_1, L_2, L_3 - відстані, зазначені на Рис. 1.29

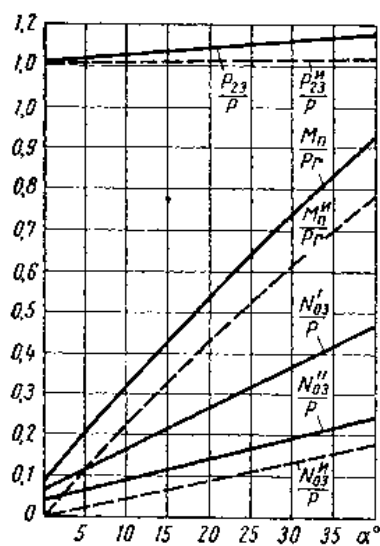
Якщо взяти до уваги, що $P_E = \sqrt{X_E^2 + Y_E^2}$ і $P_F = \sqrt{X_F^2 + Y_F^2}$, то наведені вище рівняння рівноваги дозволяють визначити всі цікаві для нас величини, в тому числі і реакції в опорах головного валу. Точне рішення системи рівнянь становить деякі труднощі. Для випадку, коли рух повзуна відбувається без перекосу, можна задовольнитись наближеним рішенням:

$$M_n = P \left\{ r \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) + \frac{1}{1 - f \frac{r_0}{r_k} \cdot \frac{\sin(\beta + \alpha_0)}{\cos \alpha_0}} [(\lambda + 1)r_B + \lambda r_c + r_0] \right\} \quad (1.58)$$

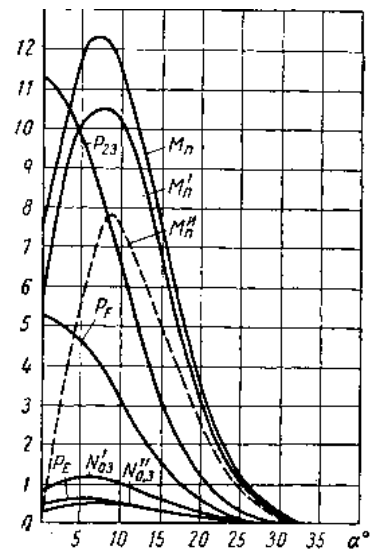
Приймаючи до уваги, що $M_n = P_{шк} r_k \cos \alpha_0$, легко визначити $P_{шк}$, а потім на базі рівнянь (1.53) - (1.56) знайти проекції реакцій P_E і P_F і самі реакції.

У разі руху повзуна з перекосом наближене рішення можна отримати, визначаючи $P_{шк}$ за рівнянням (1.57), у припущенні, що $M_{mp E} = M_{mp F} \approx 0$, після цього розрахувати реакції P_E і P_F і потім визначити M_n .

Розрахунок реакцій та моментів за наведеними вище формулами для механізму пресування кривошипної таблетмашини дозволяє зробити висновок, що тертя істотно впливає на реакції в цих парах і приведений до головного валу момент від сил опору. На Рис. 1.30 представлена залежність реакцій та приведених моментів від кута повороту головного валу, побудована з урахуванням тертя та у припущенні, що кінематичні пари є ідеальними, тобто тертя відсутнє (на діаграмах відповідні величини позначені верхнім індексом «и»). Найбільший вплив на реакції в кінематичних парах надають сили тертя в положеннях механізму, що відповідають крайньому нижньому положенню повзуна або близьких до них (Рис. 1.30а). Діаграма зміни реакції в кінематичних парах кривошипно шатуного механізму, в опорах головного валу, а також приведений момент на йому представлено на ньому Рис. 1.30б.



а)



б)

Рис. 1.30. Залежність реакцій та приведених моментів від кута повороту головного валу в кінематичних парах механізмів пресування

Реакції в кінематичних парах і приведений момент на головному валу представлені для випадку, коли для пресування використовується колінно-важільний механізм. Вони визначаються графічно з урахуванням тертя або за допомогою кіл тертя, або методом послідовного наближення.

1.2.2.1. Механізм виштовхування.

Механізм виштовхування у більшості випадків виконують кулачкового типу Рис. 1.31. На ланки кулачкового механізму виштовхування діють:

- сила опору виштовхування $P_{\text{вит}}$, прикладена до виштовхувача;
- сили тяжіння ланок - виштовхувача $G_{\text{мм}}$ та штанги бшт;
- сила інерції ланок, що поступально рухаються, незначні і силовий розрахунок проводиться як статичний);
- сили тертя у кінематичних парах.

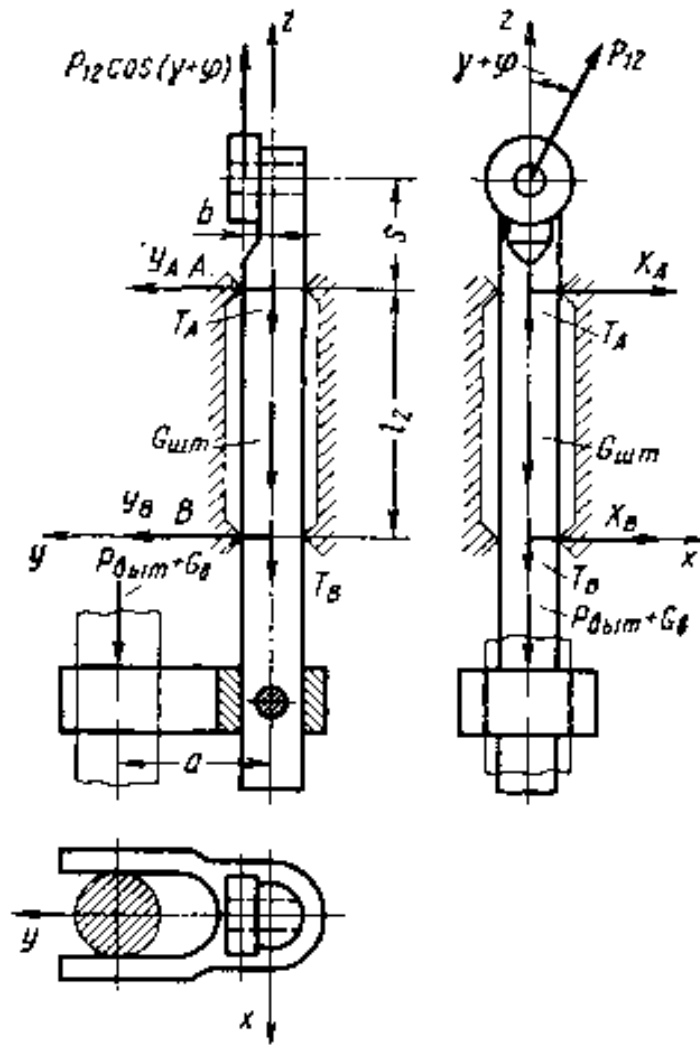


Рис. 1.31. Схема сил, прикладених до ланок механізму виштовхування

При розрахунку реакцій у кінематичних парах тертя враховується приблизно: спочатку розраховуються реакції без урахування сил тертя, та був за знайденим величинам реакцій визначаються сили тертя, які вводяться у рівняння рівноваги.

Розглянемо рівновагу штанги у довільному положенні в період виштовхування таблетки. Слід зазначити, що зазвичай сила виштовхування не лежить у площині кулачка. Рівняння рівноваги з урахуванням тертя мають вигляд:

$$X_A + X_B + P_{12} \sin(\gamma + \varphi) = 0; \quad (1.59)$$

$$Y_A + Y_B = 0; \quad (1.60)$$

$$P_{12} \cos(\gamma + \varphi) - T_A - T_B - P_{\text{вит}} - G_{\text{вит}} - G_{mm} = 0; \quad (1.61)$$

$$Y_B l_2 - (P_{\text{вит}} + G_{\text{вит}})(a - b) = 0; \quad (1.62)$$

$$P_{12} \sin(\gamma + \varphi) S - X_B l_2 = 0 \quad (1.63)$$

де сили тертя: $T_A = f P_A = f \sqrt{X_A^2 + Y_A^2}$; $T_B = f P_B = f \sqrt{X_B^2 + Y_B^2}$.

У цих рівняннях:

X_A, Y_A - проекції реакції P_A в опорі А штанги на вісь x і y ;

X_B, Y_B - проекції реакції P_B в опорі В штанги на вісь x і y ;

P_{12} - реакція в кулачковій парі;

a та b — відстані від лінії дії сил $P_{\text{вит}}$ і P_{12} до осі штанги;

l_2 - відстань між опорами штанги;

S - відстань центру ролика штовхача від опори штанги;

f - коефіцієнт тертя в опорах штанги;

γ - кут тиску кулачкового механізму в розрахунковому положенні;

φ - кут тертя, що враховує відхилення реакції в кулачковій парі від нормалі.

Величина кута тертя, якщо знехтувати опором під час кочення, дорівнює:

$$\varphi = \arcsin\left(\frac{d_0}{d} f\right)$$

де d_0 - діаметр осі ролика;

d - діаметр ролика;

f - коефіцієнт тертя підшипника ролика.

При складанні рівнянь рівноваги діаметр штанги приймався рівним нулю і не враховувалися втрати на тертя у напрямних виштовхувачах. Вважаючи в першому наближенні для ідеальних кінематичних кулачкових пар

$$P_{12}^u = \frac{P_{\text{виш}} + G_{\text{виш}} + G_{\text{шт}}}{\cos \gamma} \quad (1.64)$$

можна знайти значення реакцій в опорах А і В:

$$P_A = \sqrt{(P_{\text{виш}} + G_{\text{виш}} + G_{\text{шт}})^2 \left(1 - \frac{S}{l_2}\right)^2 \tan^2 \gamma + (P_{\text{виш}} + G_{\text{виш}})^2 \left(\frac{a-b}{l_2}\right)^2} \quad (1.65)$$

$$P_B = \sqrt{(P_{\text{виш}} + G_{\text{виш}} + G_{\text{шт}})^2 \left(\frac{S}{l_2}\right)^2 \tan^2 \gamma + (P_{\text{виш}} + G_{\text{виш}})^2 \left(\frac{a-b}{l_2}\right)^2} \quad (1.66)$$

Більш точно реакція P_{12} визначається за рівнянням:

$$P_{12} = \frac{P_{\text{виш}} + G_{\text{виш}} + G_{\text{шт}} + T_A + T_B}{\cos(\gamma + \varphi)} \quad (1.67)$$

Приведений момент на головному валу без урахування втрат на тертя в опорах розраховується за формулою:

$$M'_n = P_{21}(l_1 - S) \sin(\gamma + \varphi), \quad (1.68)$$

де l_1 - відстань від верхньої напрямної штанги до вісі кулачка.

Реакції опор головного валу та наведений момент на валу з урахуванням тертя

в його опорах можна знайти за допомогою рівнянь, аналогічних рівнянням (1.64) - (1.68).

1.2.3. Тертя при таблетуванні та зусилля пресування.

У процесі пресування таблеток внаслідок ущільнення матеріалу виникає як внутрішнє, так і зовнішнє тертя.

Зовнішнім тертям називається тертя, супутнє протидії відносному переміщенню двох тіл і залежить від взаємодії поверхонь тіл, що труться. Внутрішнім називається тертя, супутнє і протидіє відносному переміщенню частин одного й того тіла.

У початковій стадії процесу пресування, коли ще існують окремі зерна, що переміщаються одні щодо інших, має місце зовнішнє тертя між окремими зернами, так і між пресованим матеріалом і стінкою прессформи. Надалі, коли окремі зерна спресовуються в таблетку, зовнішнім буде тертя таблетки стінку матриці.

У цьому розділі розглядаються питання, пов'язані з тертям між таблеткою і стінками матриці, оскільки воно впливає на втрату тиску по висоті форми, що, у свою чергу, призводить до неоднорідної по висоті таблетки щільності і міцності.

Залежно від властивостей матеріалу, що пресується, наявності змащувальних речовин, вологості, а також умов пресування (температури, тиску) між стінками прессформи і таблеткою може виникати сухе, граничне і навіть рідинне тертя.

Амонтон (1699 р.) встановив, що статичне тертя F пропорційне силі тиску P між обома тілами:

$$F = fP \quad (1.69)$$

де f - коефіцієнт тертя, що залежить від природи матеріалу і стану поверхонь тертьових тіл.

Під час пресування відбувається зминання зерен, структура порошку та поверхня фактичних контактів між порошком та стінкою матриці змінюються. Це призводить до зміни коефіцієнта тертя залежно від тиску пресування.

Тертя преспорошка про матрицю викликає зниження величини питомого тиску пресування висотою пресування. У свою чергу, зниження тиску пресування призводить до зміни значення коефіцієнта тертя f за висотою тіла, що пресується.

Надалі під f мається на увазі середнє за висотою таблетки значення коефіцієнта тертя. Численні досліди показали, що для всіх досліджених пресматеріалів величина коефіцієнта тертя зменшується з підвищенням тиску пресування. Отримані результати збігаються з даними Б. В. Дерягіна [16], який пропонує наступну двочленну формулу для визначення тертя з урахуванням молекулярних взаємодій:

$$F = f(P + P_0) \quad (1.70)$$

де F - сила тертя;

P - сила тиску між тілами;

P_0 - рівнодіюча сил молекулярного тяжіння.

У цій формулі Б. В. Дерягін називає істинним коефіцієнтом тертя і вважає його постійним. Звичайний розрахунковий коефіцієнт тертя f дорівнює відношенню всієї сили тертя до зовнішнього навантаження:

$$f = \frac{F}{P} = f \left(1 + \frac{P_0}{P} \right) \quad (1.71)$$

З формули видно, що f не є величиною постійної; як показують досліди, f збільшується зі зменшенням навантаження.

Зменшення коефіцієнта тертя зі збільшенням навантаження можна пояснити такими причинами:

- при підвищенні тиску зерна порошку деформуються та бічна поверхня таблетки стає гладкою;
- виступи на поверхні прессформи обволікаються найтоншим шаром матеріалу, що таблетується; під впливом тертя цей шар розігрівається, тому за високого тиску створюються умови, близькі до умов рідинного тертя;
- наявність у складі преспорошків поверхнево активних високомолекулярних сполук, здатних адсорбуватися на поверхнях, що труться, створюючи мастило в мономолекулярному шарі. При підвищенні тиску пресування молекули цих речовин (наприклад, олеїнова кислота у фенолформальдегідних порошках), більш рухливими, ніж молекули наповнювача, видавлюються на поверхню таблетки і викликають зміну коефіцієнта тертя.

Проведені досліді щодо виявлення впливу гранулометричного складу на коефіцієнт тертя f показують, що із зменшенням розміру зерен значення коефіцієнта тертя збільшується. При зменшенні розміру зерен збільшується поверхня контакту між порошком і матрицею; це призводить до збільшення коефіцієнта тертя.

З умови рівноваги сил, прикладених до тілу, що пресується, видно, що зусилля пресування P_B у прикладене до верхнього пуансона, викликає реакцію нижнього пуансону P_H . Ця реакція спрямована назустріч пресуючого зусилля, але вона менша за зусилля пресування на величину сил тертя пресматеріалу стінку матриці.

Як зазначалося рівняння у такому вигляді:

$$\frac{\pi d^2}{4} q_B = \frac{\pi d^2}{4} q_H + \pi d h f q_6 \quad (1.72)$$

або

$$q_B = q_H + 4 \frac{h}{d} f q_6 \quad (1.73)$$

де d - діаметр таблетки;

h - висота таблетки;

q_B - тиск на верхньому пуансоні;

q_H - тиск на нижньому пуансоні;

q_6 - бічне тиск (середнє, значення);

f - середнє значення коефіцієнта тертя.

Користуючись наведеними вище даними, конвертуємо формулу (1.73) для розрахунку зусиль при двосторонньому пресуванні.

Найменший тиск пресування q_H виникає при двосторонньому пресуванні в районі нейтрального шару.

Сили тертя, що виникають між верхньою та нижньою частинами таблетки та стінкою матриці, за величиною рівні, але протилежно спрямовані, тому вони взаємно погашаються в тілі матриці. Підставляючи в формулу (1.73) значення половини висоти таблетки, отримаємо:

$$q_B = q'_H + 2 \frac{h}{d} f q_6 \quad (1.74)$$

Формули (1.73) і (1.74) показують, що значна частина зусилля пресування витрачається на подолання сили тертя матеріалу по матриці. Величина втрат тиску на подолання тертя прямо пропорційна висоті і периметру виробу, що пресується.

При визначенні необхідного зусилля пресування слід виходити з мінімального тиску пресування, необхідного для одержання заданої густини або міцності таблетки. Цей тиск відповідає тиску q_H у найменш міцному шарі таблетки (у нижнього пуансону при односторонньому та в нейтральному шарі при двосторонньому пресуванні). Далі за наведеними формулами легко визначити тиск на верхньому пуансоні.

Але користуватися наведеними формулами складно через те, що в них входять бічне тиск q_6 і коефіцієнт тертя f , які є змінними змінними і залежать від природи матеріалу, тиску пресування та інших факторів. У зв'язку зі складністю експериментального визначення величини бічного тиску при розрахунках доцільно використовувати поняття «питома сила тертя на бічній поверхні тіла, що пресується»:

$$\tau_{cp} = f q_6 \quad (1.75)$$

Замінюючи у формулах $f q_6$ через τ_{cp} , отримаємо такі вирази:

$$P_B = \frac{\pi d^2}{4} q_H + \pi d h \tau_{cp} \quad (1.76)$$

$$q_H = q_B - 4 \frac{h}{d} \tau_{cp} \quad (1.77)$$

Для визначення величини нерівномірності тиску по діаметру матриці наводимо дані досліджень, в ході яких замірявся питомий тиск пресування в різних точках радіусів пуансонів.

На Рис. 1.32 показано зміну тиску по діаметру матриці для таблеток з пресматеріалу К-17-2 вагою 3, 4 та 9 г.

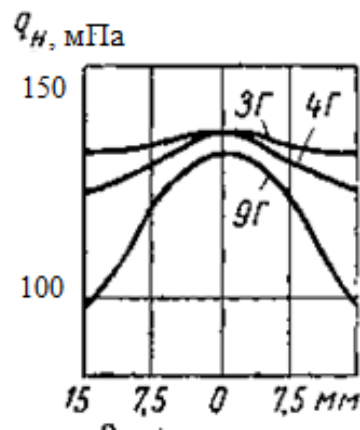
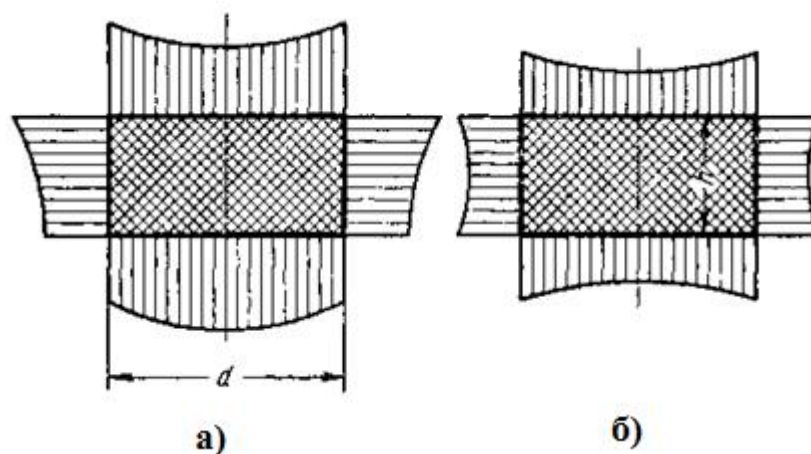


Рис. 1.32. Залежність розподілу тиску по діаметру в матриці

Пресування проводилося в пресформі діаметром 30 мм, при тиску пресування $q_v = 167,5$ мПа. Тиск замірявся на нижньому нерухомому пуансоні. З графіка видно, що в міру віддалення від центру нижнього пуансона тиск пресування зменшується. Зі збільшенням висоти таблетки нерівномірність розподілу тиску по діаметру збільшується.

На підставі дослідних даних можна вважати встановленим наступний характер розподілу тиску у формі при односторонньому та двосторонньому пресуванні Рис. 1.33.



а - одностороннє пресування; б-двостороннє пресування

Рис. 1.33. Зпюри розподілу тиску по об'єму таблетки

1. При односторонньому пресуванні (Рис. 1.33а) тиск і щільність на поверхні, що примикає до пресуючого пуансона, мають найменше значення в центрі і збільшуються до країв. На поверхні, що примикає до нерухомого пуансона, найвищий тиск і щільність – у центрі, найменший – у країв таблетки. При віддаленні

від поверхні пресуючого пуансона тиск і щільність зменшуються від шару до шару.

2. При двосторонньому пресуванні (Рис. 1.336) найбільш міцними та щільними є торцеві поверхні таблетки, а найменш міцною – її середина.

1.2.4. Зв'язок розмірів таблеток з зусиллями таблетування.

Найбільш поширеною формою таблеток у промисловості пластичних мас є циліндрична форма. Для збільшення міцності таблеток та зменшення вифарбовування в процесі транспортування та дозування іноді застосовують таблетки зі сферичними основами, з основами у вигляді усіченого конуса тощо.

При виготовленні виробів складної форми часто доводиться завантажувати в прессформу кілька таблеток, сумарна вага яких дорівнює вазі виробу, що виготовляється. У цьому випадку таблетки розташовують у прессформі таким чином, щоб при пресуванні були забезпечені однакові умови надходження матеріалу в оформляють порожнини прессформи. Іноді, особливо при пресуванні виробів з волокнистих пресматеріалів, використання декількох таблеток призводить до утворення у виробі стику, армованого не наповнювачем; це призводить до зниження фізико-механічних властивостей виробів. Тому пресування відповідальних виробів з волокнистих пресматеріалів компресійним методом бажано проводити з однієї таблетки, яка для полегшення розподілу матеріалу за прессформою повинна мати конфігурацію, близьку до виробу.

Таким чином, у деяких випадках, крім ваги таблетки, можуть бути задані за технологічними або конструктивними умовами співвідношення розмірів таблетки. Співвідношення розмірів таблетки заздалегідь визначається також тоді, коли таблетки надходять на пресування в преси-автомати або агрегати пресування автоматичних ліній. У цьому випадку таблетки повинні мати розміри (зазвичай $\frac{d}{h} = 0.5 \div 1$), що забезпечують надійність роботи вузлів захоплюючих пристроїв тощо.

Однак часто співвідношення діаметра та висоти таблетки не відіграє суттєвої ролі у подальшому використанні таблеток. У цих випадках розміри таблеток повинні визначатися з умови оптимального використання машини, а якщо машина проектується заново, то умови її мінімальної ваги. Розглянемо ці варіанти.

Припустимо, що максимальне зусилля пресування таблетмашини, що

визначається потужністю приводу та міцністю її деталей, відоме, а вага таблетки не задана. Розміри таблетки в цьому випадку повинні бути знайдені з максимальної ваги таблетки, що забезпечить максимальну вагову продуктивність машини.

За відомого зусилля пресування P_B тиск, що діє на пресматеріал під верхнім (пресуючим) пуансоном:

$$q_B = \frac{4P_B}{\pi d^2} \quad (1.78)$$

де d - діаметр таблетки.

Тиск q_H на нижньому (нерухомому) пуансоні з урахуванням сил тертя на бічній поверхні тіла, що пресується, може бути знайдено з рівняння.

Так як величина q_H не може бути взята менше деякого мінімального значення, що забезпечує міцність таблетки, і є відомою, останнє рівняння можемо переписати у вигляді:

$$\pi d h \tau_{cp} = P_B - \frac{\pi d^2}{4} q_H \quad (1.79)$$

Враховуючи, що об'єм таблетки:

$$V = \frac{\pi d^2}{4} h$$

визначаємо h і підставляючи його в попереднє співвідношення знаходимо максимальний об'єм таблетки, яка може бути виготовлений при даному зусиллі таблетування:

$$V = \frac{\pi d^2}{4} \left(\frac{P_B}{\pi d} - \frac{d q_H}{4} \right) \frac{1}{\tau_{cp}} \quad (1.80)$$

Дане співвідношення дозволяє визначити при яких пераметрах таблетування та співвідношеннях розмірів d і h об'єм таблетки буде максимальним. Для цього знайдемо похідну від V по d і прирівняємо її нулю:

$$\frac{P_B}{4} - \frac{3\pi q_H d^2}{16} = 0$$

Звідки

$$d = 2 \sqrt{\frac{P_B}{3\pi q_H}} \quad (1.81)$$

і

$$(1.82)$$

$$h = \frac{q_H}{\tau_{cp}} \sqrt{\frac{P_B}{3\pi q_H}}$$

Таким чином, формули (1.81) і (1.82) дають значення діаметра та висоти таблетки, що відповідають її максимальній вазі при заданих значеннях зусилля пресування та тиску на нижньому пуансоні. Співвідношення розмірів циліндричної таблетки при цьому:

$$\frac{d}{h} = \frac{2\tau_{cp}}{q_H} \quad (1.83)$$

Усі наведені висновки та формули відносяться до одностороннього пресування таблеток. При двосторонньому пресуванні формули набудуть наступного вигляду:

$$d = 2 \sqrt{\frac{P_B}{3\pi q_H}} \quad (1.84)$$

$$h = 2 \frac{q_H}{\tau_{cp}} \sqrt{\frac{P_B}{3\pi q_H}} \quad (1.85)$$

$$\frac{d}{h} = \frac{\tau_{cp}}{q_H} \quad (1.86)$$

У цих формулах q_H — тиск у нейтральному шарі.

При проектуванні нової таблетки необхідно за заданою вагою таблетки знайти такі значення розмірів d і h , при яких знадобиться найменше пресуюче зусилля для досягнення заданої міцності таблетки. Це дозволить не перевантажувати ланки машини та її станину, а отже, приведе до конструкції, найбільш економічної з погляду металомісткості.

При вирішенні цього завдання слід виходити з тиску пресування на нижньому пуансоні q_H , що забезпечує необхідну міцність таблетки.

З умови найбільшої ваги таблетки (1.83) маємо:

$$\frac{d}{h} = \frac{2\tau_{cp}}{q_H} \quad (1.87)$$

причому вага таблетки:

$$G = \frac{\pi d^2}{4} h \gamma, \quad (1.88)$$

де γ - питома вага таблетки.

Вирішуючи спільно рівняння (1.84) і (1.88), знаходимо:

$$d = 2 \sqrt[3]{\frac{\tau_{cp} G}{\pi \gamma q_H}} \quad (1.89)$$

I

$$h = \frac{q_H}{\tau_{cp}} \sqrt[3]{\frac{\tau_{cp} G}{\pi \gamma q_H}} \quad (1.90)$$

При двосторонньому пресуванні відповідно отримаємо:

$$d = \sqrt[3]{\frac{4G\tau_{cp}}{\pi \gamma q_H}} \quad (1.91)$$

$$h = \frac{q_H}{\tau_{cp}} \sqrt[3]{\frac{4G\tau_{cp}}{\pi \gamma q_H}} \quad (1.92)$$

Отримані розміри таблетки повинні бути проаналізовані як з точки зору зручності попереднього підігріву і завантаження таблеток в пресформу, так і з точки зору конструкції машин: при значній переважанні висоти таблетки над діаметром переміщень робочих органів механізмів пресування і виштовхування різко зростають, що веде до збільшення габаритів машини.

Після уточнення розмірів таблетки зусилля на пуансоні, що пресує, визначається в залежності від способу таблетування:

при односторонньому пресуванні

$$P_B = \frac{4d^2}{4} q_H + \pi d h \tau_{cp} \quad (1.93)$$

при двосторонньому пресуванні

$$P_B = \frac{4d^2}{4} q_H + \frac{1}{2} \pi d h \tau_{cp}. \quad (1.94)$$

Пресформа розраховується на міцність за бічним тиском, який визначається залежно від тиску пресування за формулою:

$$q_{6z} = k q_z^2 - a q_z, \quad (1.95)$$

де q_z - тиск пресування в осьовому напрямку.

Пресформу необхідно розраховувати за максимальним значенням $q_{bz\ max}$.

Зусилля виштовхування таблетки розраховується за формулою

$$P_{\text{вит}} = \pi d h \tau_{\text{ост}} \quad (1.96)$$

де $\tau_{\text{ост}}$ - питома сила тертя при виштовхуванні.

Наведений аналіз силових факторів, що діють в ланках таблетмашин при пресуванні таблеток дає можливість здійснювати проектування її механізмів та оптимізувати всі конструктивні параметри.

1.2.5. Устаткування для нагріву таблеток.

1.2.5.1. Використання струму високої частоти.

Попереднє нагрівання таблеток термореактивних матеріалів проводиться з метою зменшення тривалості циклу пресування, зниження тиску пресування. Під час підігріву знижується в'язкість матеріалу, що дозволяє успішно виготовляти деталі зі складною арматурою, з великими довжинами затікання в порожнині прес-інструменту. Крім того, внаслідок видалення вологи при підігріві покращуються діелектричні властивості та зовнішній вигляд виробів, знижується усадка. Таким чином, застосування попереднього нагріву може суттєво підвищити продуктивність переробного обладнання та якість виробів.

Температурно-часова дія на матеріал при попередньому підігріві (до перенесення таблетки в пресформу для подальшого пресування) повинна бути обмежена досягненням у сполучному максимально допустимому ступені протікання реакції затвердіння. Розрахунок часу, що відповідає досягненню у термореактивному матеріалі заданої температури, проводиться за рівнянням (1.97) при $T_{\text{пп}} = T_p + (50 \div 60)K$, де $T_{\text{пп}}$ - температура попереднього підігріву, а T_p - температура розм'якшення.

Попередній підігрів таблетованих реактопластів може проводитись різними методами. Найбільше поширення набув нагрів в генераторах струмів високої частоти (ТВЧ) і в контактних нагрівачах. Методи нагріву таблеток гострим паром, інфрачервоними променями, гарячим повітрям у термошкафах не набули широкого поширення через їх недостатню ефективність.

Принцип нагрівання реактопластів-діелектриків в електричному полі полягає в поляризації електричних зарядів, що містяться в їх молекулах та атомах. Рух іонів та вільних електронів у діелектриках призводить до макроструктурної поляризації, що супроводжується виділенням тепла. При приміщенні діелектрика в полі ТВЧ кількість тепла, що виділилося, пропорційно частоті електричного поля. Тривалість діелектричного нагріву матеріалу залежить від його властивостей (тангенсу кута діелектричних втрат $\tan \delta$ та діелектричної проникності ϵ). Добуток цих величин називається коефіцієнтом втрат і характеризує швидкість нагрівання. Для термореактивних прес-матеріалів коефіцієнт втрат дорівнює 0,2-0,4.

Тривалість нагрівання матеріалу в полі ТВЧ t_H (с) може бути визначена за формулою:

$$T_H = \frac{c \rho_T (T_1 - T_2)}{k_H \eta_r \epsilon t g \delta f_k E^2} \quad (1.97)$$

де c - теплоємність, кДж/(кг·К);

ρ_T - щільність, кг/м³;

T_1, T_2 - початкова та кінцева температури таблетки, К;

k_H - коефіцієнт пропорційності ($k_H=0.55$ Гц⁻¹);

η_r - термічний к. п. д., що служить для обліку втрат тепла в навколишнє середовище, тобто до. п. д. генератора ТВЧ;

f_k - частота коливань, Гц;

E – напруженість електричного поля, кВ/м.

Потужність електричного поля (кВт), що споживається на нагрівання порції матеріалу масою G , визначається як:

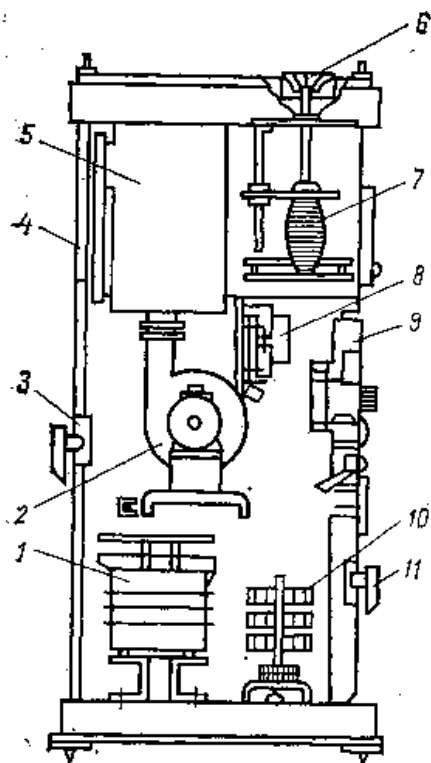
$$W_H = G c (T_2 - T_1) / (t_H \eta_{\Pi}) \quad (1.98)$$

Формули (1.97) та (1.98) показують, що процес теплоутворення залежить від параметрів електричного поля ТВЧ та діелектричних властивостей матеріалу. Оскільки тепло виділяється всередині матеріалу, то нагрівання здійснюється рівномірно по всьому об'єму таблетки.

В даний час для нагрівання таблетованих реактопластів застосовують головним чином генератори ТВЧ Рис. 1.34 з частотою коливань 15-30 МГц і напругою 3-8 кВ. Колеба-тільна потужність цих установок становить 0,65-16 кВт. У

цих генераторах можна проводити підігрів і нетаблетованою сировини тарі з фторопласту або в поліетиленових мішках.

Генератор ТВЧ типу ВЧД (Рис. 1.34) виконаний у вигляді металевої шафи 4, в якому розміщені наступні елементи: генераторний блок 5с камерою робочого конденсатора, анодний трансформатор 1, високовольний випрямляч 10, вентилятор 2 і апаратура ланцюгів живлення та управління 8. Прилади контролю управління змонтовані на лицьовій панелі 9. Доступ до обладнання здійснюється через двері 3 і 11, що мають електромеханічне блокування. Установка має механізм переміщення верхньої пластини робочого конденсатора 7 з виведеної назовні рукояткою управління 6. Генератор забезпечений системою екранування випромінювання радіоперешкод.



- 1 - анодний трансформатор; 2 - вентилятор; 3, 11 - двері; 4 - металева шафа;
5 - генераторний блок з камерою робочого конденсатора; 6 - рукоятка управління;
7 - робочий конденсатор; 8 - апаратура ланцюгів живлення та управління;
9 - лицьова панель; 10 - високовольний випрямляч.

Рис. 1.34. Генератор ТВЧ типу ВЧД:

Принцип роботи установки полягає в перетворенні змінної напруги промислової частоти 50 Гц в напругу частотою 40,68 МГц. Таблетки встановлюють на піддоні або в спеціальних касетах на нижній електрод, який одночасно служить заземленою пластиною конденсатора. Яка має найкраще пропускання парів води

та легких летучих. Після нагріву таблеток до заданої температури електронне реле часу автоматично відключає генератор.

При обслуговуванні та ремонті установки необхідно суворо дотримуватися всіх правил техніки безпеки, зазначених у «Правилах технічної експлуатації електроустановок споживачем», які відносяться до високочастотного обладнання. Конструкція установки забезпечує безпеку роботи обслуговуючого персоналу за умови справності електромеханічних блокувань дверей установки та піднесення та надійності заземлення корпусу. До управління процесом нагріву допускаються особи, які проінструктовані з техніки безпеки роботи на високочастотному обладнанні.

1.2.5.2 Пристрої для контактного нагріву таблеток.

Контактний спосіб нагрівання таблетованих реактопластів економічно доцільний для невеликої кількості таблеток діаметром до 70 мм. Спосіб полягає в підігріві таблеток між двома плоскими металевими плитами, що обігріваються за допомогою індукційних або омичних нагрівачів Рис. 1.35.

Розрахунок часу нагрівання таблетки від температури T_1 до T_2 при середній температурі плит T_w визначається на підставі рівняння теплопровідності матеріалу таблетки для нестационарного теплового потоку за формулою:

$$t_H = F_0 d^2 / (4a) \quad (1.99)$$

де $F_0 = at_H / d^2$ - критерій Фур'є, значення якого знаходиться по відношенню різниць температур $T_w - T_1$, і $T_w - T_2$:

$\frac{T_w - T_2}{T_w - T_1}$	0.2	0.1	0.08	0.06	0.05	0.04	0.03
F_0	0.38	0.5	0.55	0.595	0.605	0.62	0.7

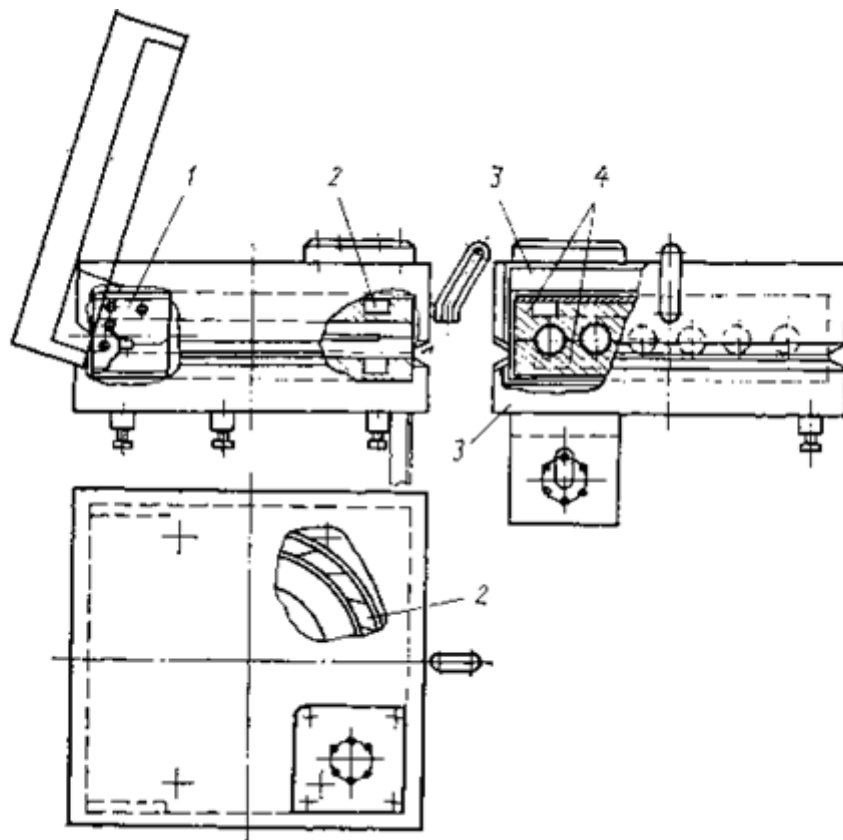
d - характерний поперечний розмір таблетки (діаметр або товщина), м;

$a = \lambda / (c\rho)$ - коефіцієнт температуропровідності, м²/с;

λ - коефіцієнт-теплопровідності матеріалу, Вт/(м·К);

c - питома теплоємність матеріалу, кДж/(кг·К);

ρ - щільність, кг/м³].



1 - шарнір; 2 - індуктори; 3 - теплова ізоляція; 4 - плити.

Рис. 1.35. Пристрій для контактного нагріву таблеток

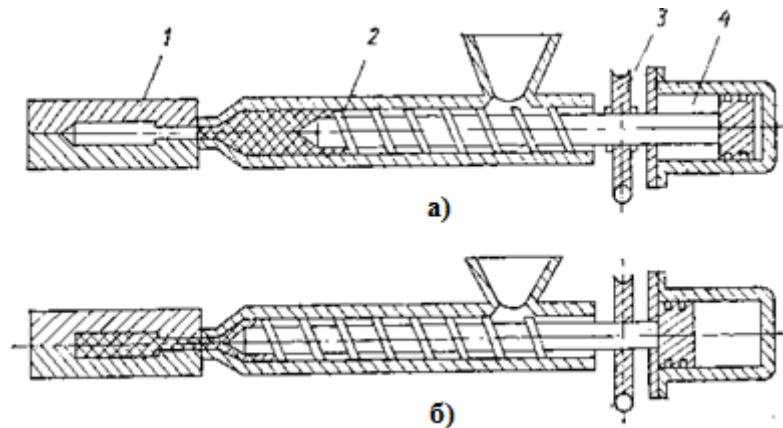
З метою збільшення поверхні теплообміну в обігрівальних плитах роблять проточки (пази) для укладання в них таблеток на ребро. Обігрів плит здійснюється від індукторів 2, що складаються з індукційних котушок, розташованих по периметру плит. Зовнішня поверхня плит захищена тепловою ізоляцією 3. Розміри робочих пазів виконуються такими, щоб у них можна було вести одночасне нагрівання чотирьох-шістьох порцій таблеток.

Пристрої для контактного нагріву прості у виготовленні та економічні, їх к. п. д. сягає 50-70%.

1.2.6. Черв'ячні пластикуюче-таблетуючі механізми

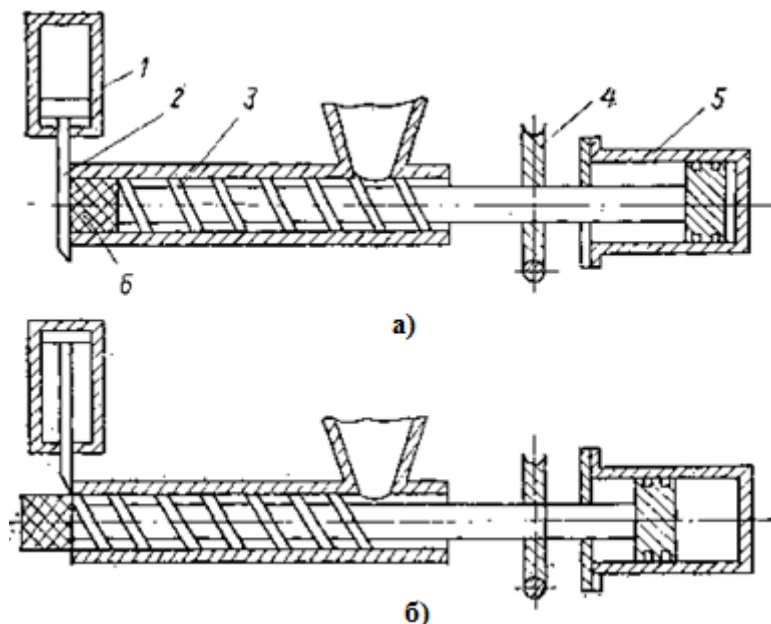
Проблеми механізації та автоматизації стадій таблетування та попереднього підігріву термореактивних матеріалів з волокнистим наповнювачем при пресуванні можуть бути успішно вирішені шляхом використання універсальних черв'ячних пластикуюче-таблетуючих пристроїв Рис. 1.36 - Рис. 1.40. Їх застосування суттєво скорочує виробничий цикл і підвищує якість виробів, зменшує потребу в обслуговуючому, персоналі, сприяє автоматизації процесів переробки.

Використання пресів, оснащених черв'ячними пластикаторами, має певні переваги в порівнянні з використанням пресів, що працюють з пристроями для таблетування матеріалу і підігріву таблеток в генераторах ТВЧ. Так, наведені витрати при цьому скорочуються на 25—35%, а годинна продуктивність зростає на 50%.



а - пластикація; б - упорскування в прес-форму;
 1 - прес форма; 2 - пластикаційний циліндр з черв'яком; 3 - черв'ячна передача приводу обертання черв'яка; 4 - гідропривід осевого переміщення черв'яка

Рис. 1.36. Схема черв'ячного пластикуюче-таблетуючого пристрою типу "черв'як - поршень"



а - пластикація прес-матеріалу та його нагнітання у копильник;
 б - видавлювання з копильника та відрізання таблетки;
 1 - гідропривід ножа; 2 - ніж; 3 - пластикаційний циліндр з черв'яком;
 4 - черв'ячна передача з приводу обертання черв'яка; 5 - гідропривід осевого переміщення черв'яка; 6 - таблетка.

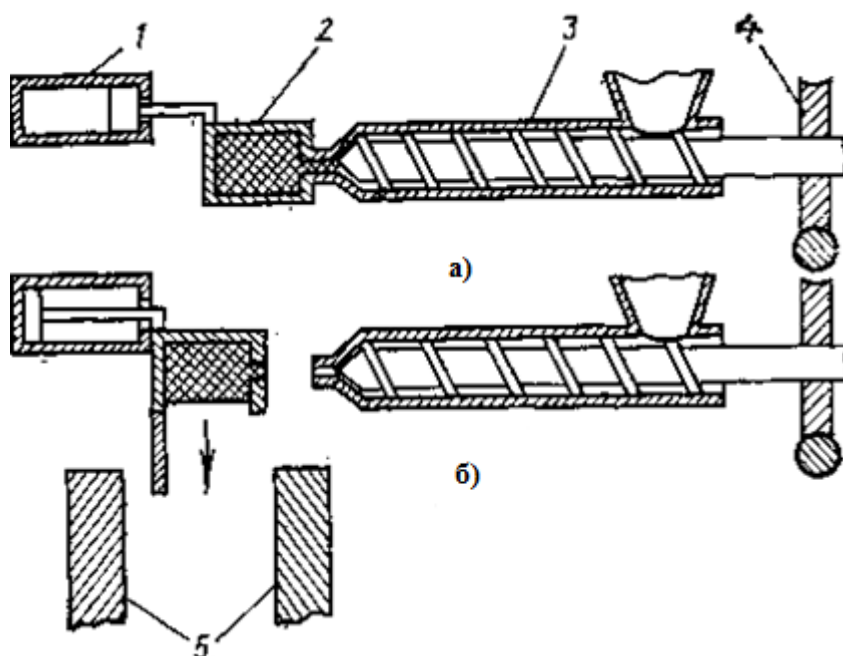
Рис. 1.37. Схема черв'ячного пластикуюче-таблетуючого типу

Черв'ячні пластикатори повинні проектуватись та виготовлятися з універсальними завантажувальними пристроями, які дозволяють проводити переробку різних типів сировинних матеріалів: прес-порошків, гранулятів та волокнитів.

Нині знаходять промислове застосування кілька типів таблетуючих черв'ячних пластикаторів автоматичної дії, у тому числі можна назвати такі найпоширеніші як пластикатори типу «черв'як — поршень» (інжекційного типу). Послідовність операцій технологічного циклу пластикації (Рис. 1.37а) і впорскування (Рис. 1.37б) розплаву в пластикаторах цього типу аналогічна застосовуваним у схемі лиття під тиском з попередньою пластикацією пристроєм «черв'як-поршень». Сучасні конструкції подібних пластикаторів здатні готувати до упорскування в прес-форму значну за обсягом дозу розплаву (до 2000 см³).

До недоліків цього способу пластикації слід віднести значні коливання дози по масі і об'єму від циклу до циклу, нестійкість роботи при переробці гігроскопічних матеріалів, що швидко затверджуються, небезпека передчасного затвердіння розплаву в нагрівальному циліндрі через інтенсивні дисипативні тепловиділення.

Черв'ячні пластикатори таблетуючого типу (Рис. 1.38) призначені для

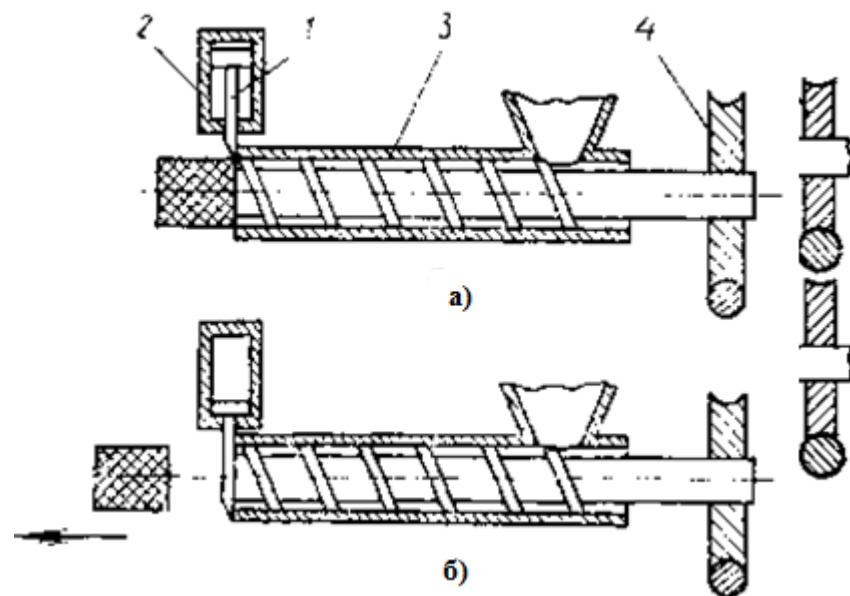


- а - пластикація прес-матеріалу та його нагнітання в копильник;
б — переміщення копильника та розвантаження розплаву;
1 - гідропривід копильника; 2 - копильник; 3 - пластикаційний циліндр;
4 - черв'ячна передача приводу обертання черв'яка; 5 - прес-форма.

Рис. 1.38. Схема черв'ячного пластикуюче-таблетуючого пристрою

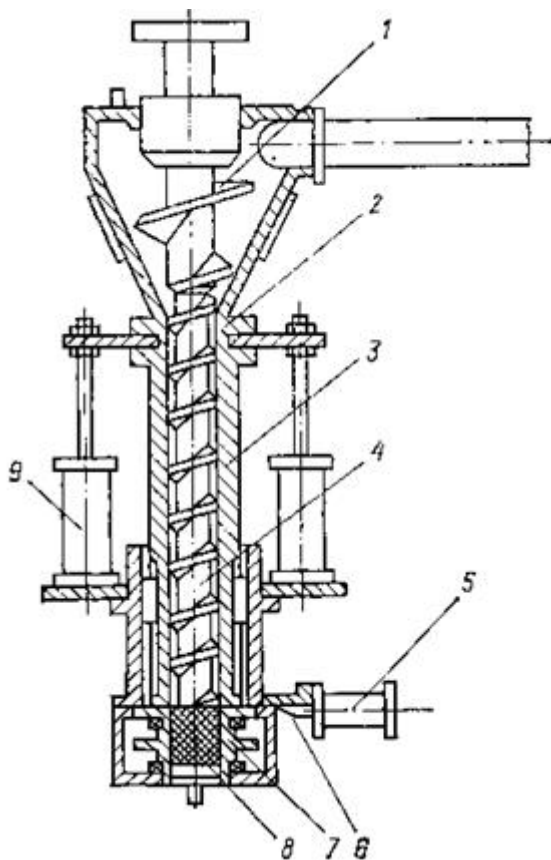
виготовлення стабільних за масою таблеток шляхом пластикації прес-матеріалу його нагнітання в закритій ножем-заслінкою (Рис. 1.38а). Після закінчення процесу пластикації ніж-заслінка відсувається, доза розплаву видавлюється з копильника осьовим переміщенням • черв'яка і відрізається ножем-заслінкою (Рис. 1.38б). Пластикатори цього типу повинні оснащуватися спеціальними автоматичними пристроями для переміщення таблеток в матрицю преса. Вітчизняною промисловістю серійно випускаються черв'ячні пластикатори цього типу об'ємом упорскування 125, 250 і 500 см³/цикл.

Черв'ячні таблетуючі пластикатори екструдуючого типу (Рис. 1.39) принципово відрізняються від описаних вище пластикаторів відсутністю осьового переміщення черв'яка і винесенням копильника за межі пластикаційного циліндра. Після завершення процесу пластикації і накопичення дози розплаву (Рис. 1.39а) заповнений копильник-дозатор



а - видавлювання розплаву; б - відсічення дози ножовим пристроєм;
1 - гідропривід ножа; 2 - ніж; 3 - пластикаційний циліндр з черв'яком;
4 - черв'ячна передача приводу обертання черв'яка.

Рис. 1.39. Схема черв'ячного таблетуючого пластикатора з безперервним видавлюванням розплаву



1 - черв'як-живильник; 2 - завантажувальний бункер; 3 - матеріальний циліндр; 4-черв'як-пластикатор; 5 - пневмоциліндр; 6 - ніж; 7 - камера, що дозує; 8-доза розплаву; 9 - гідроциліндри.

Рис. 1.40. Черв'ячний таблетуючий пластикатор вертикального типу

переміщається до прес-формі 5, після чого відбувається вивантаження з нього розплаву композиції.

Різновидом даного типу пластикаторів є зображений на Рис. 1.40. черв'яковий пластикатор з безперервним видавлюванням розплаву і відсіканням дози ножовим пристроєм.

Різні конструктивні типи таблетуюче-пластикуючих пристроїв можуть бути класифіковані за розташуванням осі черв'яка на горизонтальні, вертикальні і похилі.

Вертикальні пластикатори найкращі щодо зручності обслуговування, умов завантаження матеріалу та економії виробничих площ.

Черв'ячий пластикатор вертикального типу Рис. 1.40 вигідно відрізняється простотою конструкції, малими розмірами та масою, високою продуктивністю через співвісне розташування черв'яка та бункера. Пластикатор даної конструкції дозволяє переробляти сипкі волокнисті матеріали.

Сировинний матеріал надходить в завантажувальний бункер 2, в якому він захоплюється конічним черв'яком-живильником 1, ущільнюється і переміщається в

матеріальний циліндр 3. При русі по каналу нарізки черв'яка-пластикатора 4 матеріал пластикується і накопичується в дозує камери 7. при виході з каналу обертового черв'яка 4 нерухому дозуючу камеру 7 остання обертається від спеціального приводу зі швидкістю, що дорівнює швидкості обертання черв'яка. Два тидроциліндра 9 служать для притиску камери 7 до циліндра 3 при наборі 8 дози і переміщенні її вниз після закінчення дозування. Пневмоциліндр 5 служить для приведення в дію ножа 6 відсікає набрану дозу розплаву.

Черв'ячий пластикатор цього типу може бути укріплений безпосередньо на станині гідравлічного преса або автономно, в безпосередній близькості від преса. Для забезпечення автоматичного переміщення та завантаження дозованого матеріалу в прес-форму необхідне оснащення агрегату спеціальними автоматичними пристроями – маніпуляторами.

Розрахунок часу циклу роботи пластикатора, об'ємної продуктивності, споживаної потужності при пластикації аналогічний аналогічний методиці розрахунку черв'ячних пластикаторів машин для лиття під тиском. Розрахунки на міцність елементів конструкції пластикатора можуть бути виконані за методикою розрахунку черв'ячних екструдерів та та інжекційних вузлів литтєвих машин.

1.3.Ротаційні таблетмашини.

1.3.1. Конструкції ротаційних таблетмашин та їх характеристики

У даний час випускається велике різноманіття ротаційних таблетмашин. Ці машини знаходять широке застосування у промисловості переробки пластмас, хімічній, фармацевтичній та інших галузях промисловості. У ротаційних таблетмашинах кілька комплектів пар пресуючих пуансонів і матриць розташовані по колу обертового столу-ротора, причому вісь кожного комплекту прес-інструменту паралельна центральній вісі столу. Переміщення пуансонів у напрямку поздовжньої вісі, що забезпечує необхідну послідовність операцій таблетування, здійснюється за допомогою спеціально спрофільованих циліндричних кулачків та копіїрів. Остані розташовані по обидва боки обертового столу-ротора і забезпечують повзунам, в яких укріплені пресуючі пуансони, зворотньо поступальний рух.

Однак поряд із цими машинами застосовуються машини, в яких обертаються кулачки, а стіл нерухомий, тобто переносний рух комплектів прес-інструменту

відсутній.

Залежно від конструктивного оформлення кінематичної пари повзун-кулачок розрізняють два типи ротаційних таблетмашин.

Таблеточні машини першого типу мають нерухомі копіри, а на повзунах ролики. Осьове переміщення повзунів з роликами у напрямних здійснюється за рахунок впливу циліндричного кулачка (копіра) на торцевий або бічний ролик, укріплений на повзуні кожного верхнього та нижнього пуансона; використання роликів дозволяє знизити втрати на тертя.

Таблеточні машини другого типу роликів на повзунах немає; повзуни оснащені спеціально спрофільованими головками, які рухаються по копірах, а на ділянці пресування обкатують пресуючий ролик. Таким чином, у період розвитку максимальних зусиль пресування на пуансонах тертя ковзання в ротаційній таблетмашині замінюється тертям кочення.

Таблеточні машини з нерухомими копірами та роликами на повзунах застосовуються при великих зусиллях пресування; вони особливо ефективні при отриманні великих брикетів із різних матеріалів. Таблетмашини з пресуючими роликами відрізняються більш простою конструкцією повзунів, що призводить до значного зменшення габаритів ротора та всієї машини загалом.

Ротаційні таблетмашини можуть бути одноразової та багаторазової дії. У таблетмашинах одноразової дії тривалість технологічного циклу одержання таблетки відповідає часу одного обороту ротора. У машинах з кратністю дії N за один оборот ротора в кожному комплекті прес-інструменту здійснюється N технологічних циклів, так як по колу ротора встановлено відповідну кількість живильників, комплектів пресінструментів і т.п.

Випускаються ротаційні таблетмашини подвійної, а також три- та чотириразової дії; їхня продуктивність за інших рівних умов у відповідне число разів перевищує продуктивність машин одноразової дії.

У ротаційних таблетмашинах легко здійснюється двостороннє пресування таблеток. У цьому випадку копіри верхніх та нижніх пуансонів на ділянці пресування мають однаковий профіль та симетричне розташування.

Циліндричні копіри спеціального профілю, які застосовуються в деяких типах машин, дозволяють здійснювати як дво-, так і триступеневий процес пресування; це сприяє більш повному видаленню повітря з пресматеріалу та

одержанню таблеток з більш рівномірним розподілом щільності та міцності. У таблетмашинах із пресуючими роликами для цієї ж мети застосовуються ролики попереднього підпресування.

У ротаційних таблетмашинах широко застосовуються компенсатори тиску різних типів: у таблетмашинах з роликами на повзунах кулачки на ділянці пресування встановлюються на гідравлічній або гідропневматичній подушці з виведенням манометра, що реєструє тиск, на пульт керування; у таблетмашинах із пресуючими роликами використовується пружинна підвіска останніх.

Ротаційні таблетмашини мають вертикальну вісь обертання; машини з горизонтальною віссю обертання не використовуються.

В Україні освоєно виробництво ротаційних таблетмашин серії МТ.

На Рис. 1.41 представлена конструкція ротаційної таблетмашини МТ-3А, яка призначена для виготовлення таблеток з фенопласту та амінопласту. Дана таблетмашина має таку технічну характеристику:

Хвилинна продуктивність у шт.:

при числі оборотів ротора 7,4 за хв.	100
при числі оборотів ротора 9,7 за хв	145
Максимальне зусилля таблетування в транспортному засобі	9
Діаметр таблеток у мм	30
Максимальна глибина заповнення матриці в мм	50
Вага таблеток у кг	0,009-0,016
Число пуансонів	15
Габарити у плані в мм	1450*1775
Висота в мм	1810
Вага машини в кг	3850
Електродвигун А063-8:	
потужність у кВт	7
число оборотів за хвилину	735

Відхилення ваги таблеток від номінальної не перевищує $\pm 2\%$; пресування двостороннє, симетричне, копірами; машина одноразової дії без компенсаторів тиску. Для запобігання перевантаженню в ланцюг електродвигуна включається теплове реле і реле максимального струму.

Таблеточна машина (Рис. 1.41) має литу станину 1, всередині якої розміщені

зубчастий та черв'ячний редуктори та фрикційна муфта. До станини прикріплена нижня плита 2, з'єднана п'ятьма колонами 4 з верхньою плитою 3. Черв'ячне колесо редуктора закріплено на головному валу 5, який приводить в обертання ротор 6. а заслінка 9 - для видалення порошку з приймача 10 після зупинки машини. У приймачі 10 розташований ворошитель 11, вал 12 якого приводиться у обертання від головного валу за допомогою трьох зубчастих коліс 13. Машина має штурвали для регулювання об'єму порошку, що засипається в матрицю при дозуванні, пристрої регулювання зусилля таблетування, ручного провороту ротора машини та рукоятку для включення муфти зчеплення при переведенні машини з холостого ходу на робочий. Готові таблетки перфорованим лотком направляються на транспортер.

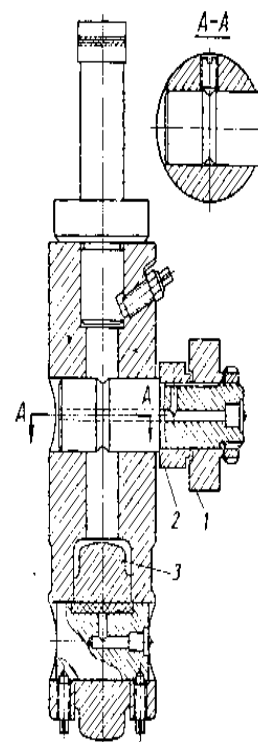
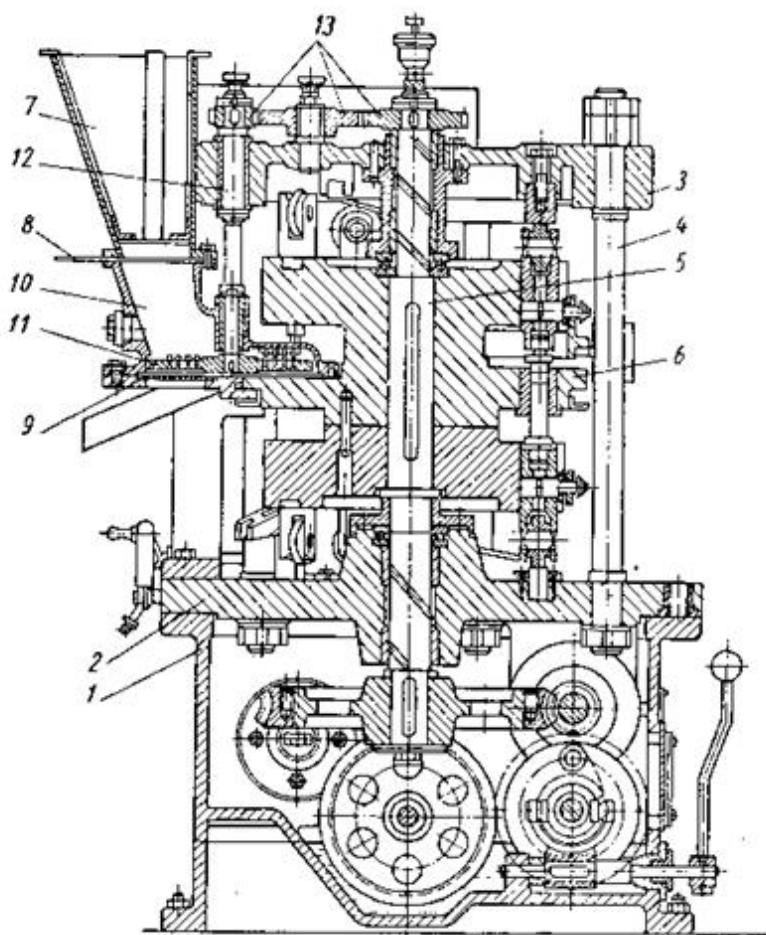


Рис. 1.41. Ротаційна таблетмашини МТ-3А Рис. 1.42. Нижній повзун

Ротор таблеточної машини складається з трьох поясів, по колу яких розташовано 15 комплектів прес-інструменту: матриці розташовані в середньому поясі, а в напрямних верхнього та нижнього поясів – відповідно верхні та нижні

повзуни з пуансонами. При обертанні ротора повзуни мають переносний обертальний рух разом із ротором, а за рахунок набігання роликів на нерухомі копіри-кулачки (гірки) — ще й вертикальний рух щодо ротора.

Примусове переміщення повзунів вниз, якщо сили тяжіння недостатньо для подолання опорів, забезпечується копірами, що впливають на бічний ролик, наприклад, нижнього 1 повзуна Рис. 1.42; для запобігання прокручування повзуна в направляючій на тій же вісі знаходиться ролик 2, що переміщається в пазі ротора. Торцеві ролики 3 є пресуючими.

На Рис. 1.43 показана розгорнута схема таблетмашини МТ-3А з схемою розташування по колу ротора матриць та кулачків верхніх і нижніх повзунів, а також циклограма роботи машини.

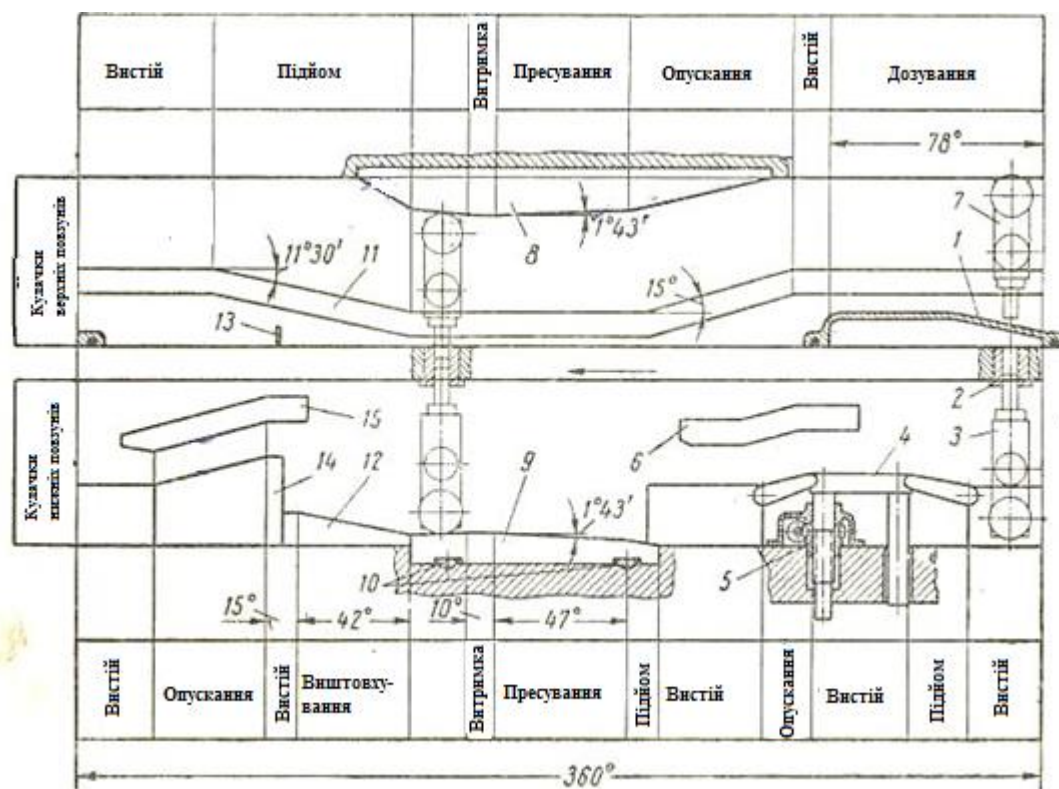


Рис. 1.43. Розгорнута схема таблетмашини МТ-3А та її циклограма

Пресспорошок дозується з приймача 1, в який порошок подається з бункера. У приймачі розміщений п'ятилопатекий ворошник (на кресленні не показаний), що переміщує порцію порошку до матриці 2. У зв'язку з тим, що вал ворошителя має кутову швидкість, в 3 рази більшу, ніж ротор машини, кожна лопата ворошителя подає порцію пресспорошку в певну матрицю. Глибина заповнення матриці порошком, отже, і вага таблетки регулюються нижнім пуансоном; нижній повзун 3

спирається бічним роликом на складовий дозуючий копір 4, один з елементів якого переміщується по висоті за допомогою регулятора дозування 5. Для зменшення розпилення порошку при заході верхнього пуансона в матрицю (що призводить до збільшення різновиду таблеток) перед початком пресування нижній пуансон повзуном додатково переміщується донизу повзуном, якщо їх власної ваги недостатньо для подолання опорів у напрямних.

Пресуванню передуює опускання верхніх пуансонів; цей рух відбувається під дією власної ваги повзунів 7. Після заходу верхнього пуансона в матрицю рух верхнього та нижнього пуансонів визначається впливом верхнього 8 та нижнього 9 копіра на торцеві ролики повзунів. При цьому торці пуансонів зближуються та ущільнюють порошок, завантажений у матриці. Положення нижнього копіра регулюється по висоті клинами 10, що підіймають-опускають копери 9. Це дозволяє за інших рівних умов змінювати ступінь стиснення таблетки. Нижній та верхній копери мають однакові профілі, тому пресування здійснюється як двостороннє та симетричне. Профіль копіра забезпечує витримку тиску пресування при повороті ротора на 10° .

Після того як таблетка спресована, верхній пуансон піднімається при набіганні бічного ролика повзуна на копир 11. Після цього починається підйом нижнього повзуна, торцевий ролик якого обкатує клин 12. Таблетка виштовхується з матриці на поверхню стола, щитком 13 відсувається до периферії ротора і направляється в приймальний лоток.

Перехід нижніх пуансонів з верхнього крайнього положення в нижнє перед дозуванням здійснюється під дією ваги повзуна; при цьому бічний ролик обкатує копир 14. Копир 15 призначений для забезпечення примусового переміщення нижніх повзунів. Цей копир впливає на бічний ролик у тих випадках, коли власної ваги повзуна недостатньо для подолання опору тертя.

Ротаційна таблетмашина DDS-2 Рис. 1.44 є машиною з пресуючими роликами, двостороннім пресуванням і пружинною компенсацією зусилля пресування.

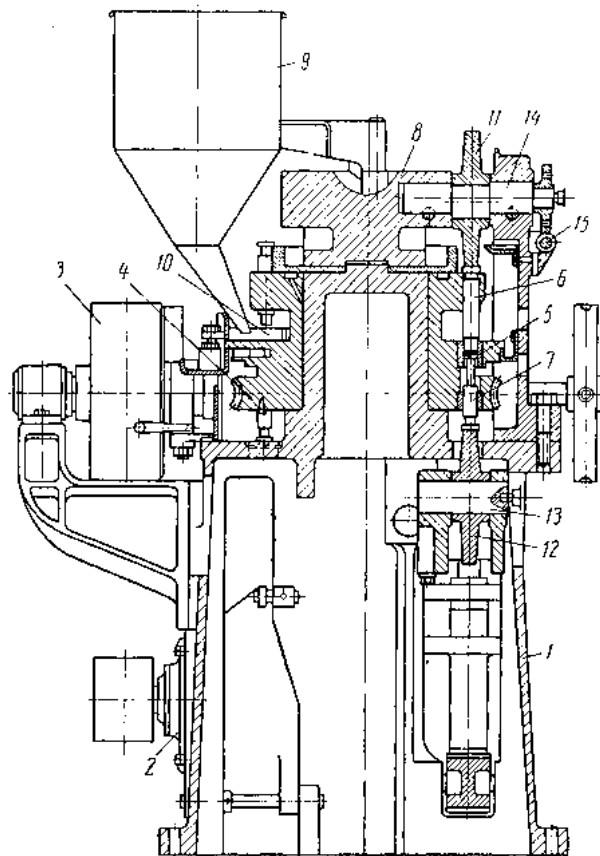


Рис. 1.44. Таблетмашина DDS-2

На литій чавунній станині машини 1 встановлений електродвигун 2, який через ремінну передачу обертає шків 3. Останній через фрикційну муфту з'єднаний з валом черв'яка. Черв'як входить у зачеплення з черв'ячним колесом 4, зуби якого профрезеровані в корпусі чавунної каруселі - ротор таблеткової машини. Ротор має три пояси: у середньому поясі по колу розташовані матриці 5; у верхньому та нижньому поясах у спеціальних напрямних знаходяться верхні 6 та нижні 7 пуансони.

До траверси 8 машини прикріплена на кронштейні завантажувальна лійка 9. Її випускний патрубок розташований над середнім поясом каруселі так, що порошок самопливом потрапляє в секції розподільної рамки 10 і при обертанні ротора заповнює матриці, що проходять під рамкою. Положення нижніх пуансонів на ділянці дозування регулюється по висоті. Виштовхування пігулки з матриці та скидання пігулки відбувається за допомогою спеціальних кулачків - копіїрів і щитка так само, як і в машині МТ-ЗА.

На Рис. 1.45 представлена таблетмашина DD-2 подвійної дії. Вона має два завантажувальні пристрої, два вузли дозування, два комплекти пресувальних роликів і два виштовхуючі копіїри. За один оборот ротора кожен комплект прес-

інструменту використовується двічі для виконання операцій таблетування. Машина має компенсатори зусилля пресування. Розгорнуту схему ротаційної таблеткової машини DD-2 показано на Рис. 1.46.

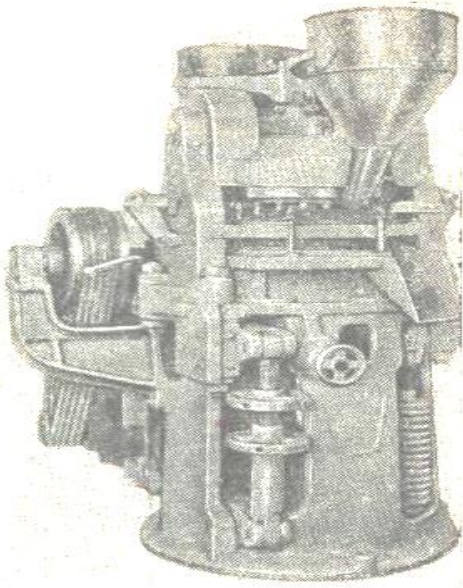


Рис. 1.45. Таблетмашина DD-2
подвійного дії

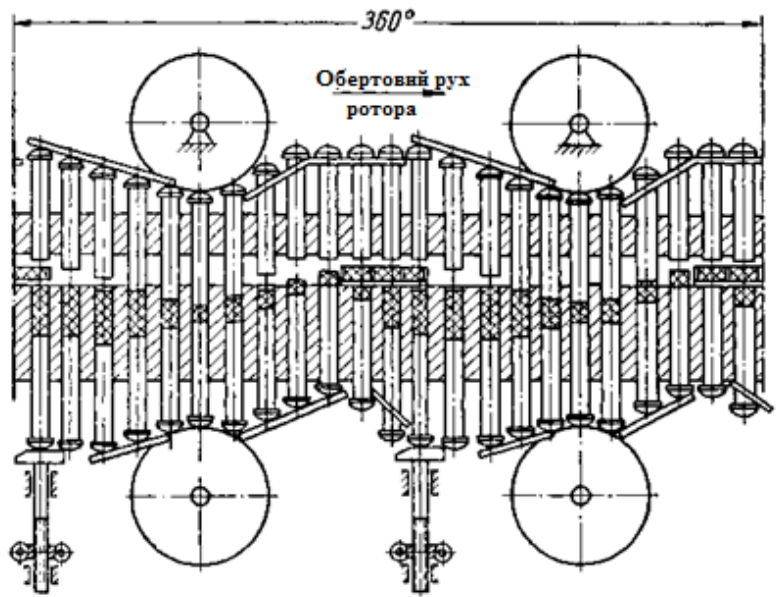


Рис. 1.46. Розвернута схема роботи
таблетмашини DD-2

Випускаються також ротаційні таблетмашини трикратної та чотириразової дії. Вони мають аналогічну будову та принцип дії розглянутим одно та дократним таблетмашинам.

1.3.2. Параметричні розрахунки.

Продуктивність ротаційної таблетмашини ($Q_{тр}$) (шт./год) може бути обчислена за формулою:

$$Q_{тр} = 60m_p N_p k_p i_p \quad (1.100)$$

де m_p - число робочих позицій (комплектів прес-інструменту);

N_p - частота обертання ротора, об/хв;

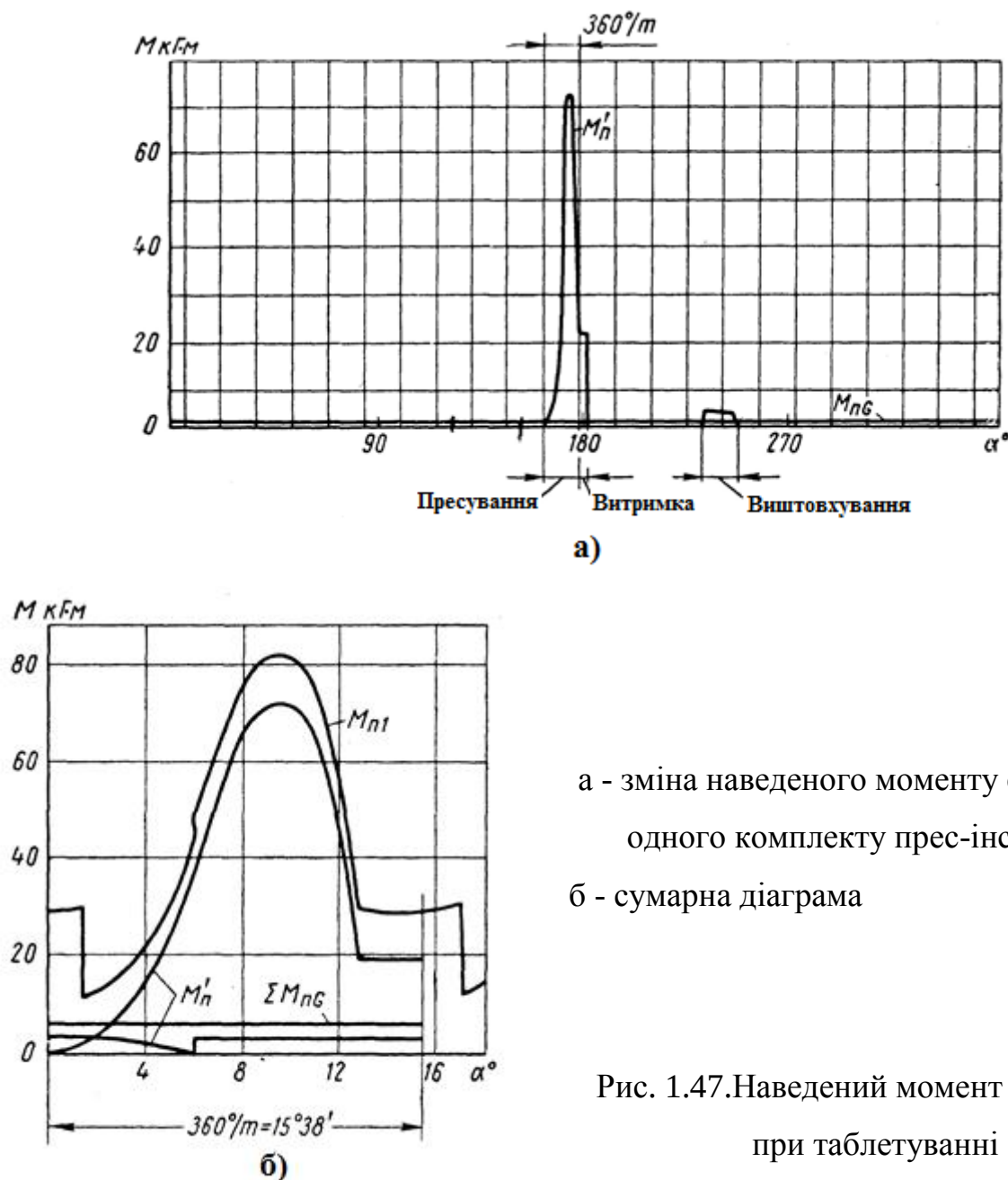
k_p - число гнізд прес-інструменту;

i_p - кратність використання комплекту прес-інструменту за один оберт.

Привід ротаційних таблетмашин здійснюється від асинхронного двигуна.

Потужність електродвигуна розраховується за допомогою діаграми приведених моментів сил опору на валу ротора. Крива наведених моментів ротаційних машин має більш плавний характер, ніж аналогічна крива для ексцентрикових машин, що є наслідком наявності в конструкції машини масивних елементів, що обертаються - ротора, зубчастих коліс.

Аналіз діаграми наведеного моменту сил опору від одного комплекту прес-інструменту показує, щоденний момент сил опору тих ділянок циклу, де не виробляються робочі операції, можна вважати постійним (**Ошибка! Источник сылки не найден.**а). В цьому випадку наведений момент сил опору є наведеним моментом від тяжкості повзунів M_{nG} .



а - зміна наведеного моменту сил за цикл одного комплекту прес-інструменту;
б - сумарна діаграма

Рис. 1.47. Наведений момент сил опору при таблетуванні

Сумарний наведений момент сил опору при таблетуванні M_{n1} складається з

моментів сил опору кожного комплексу прес-інструменту. Тому для побудови сумарної кривої наведеного моменту сил опору необхідно розбити період циклу на інтервали відповідно до числа комплектів прес-інструменту та скласти величини моментів (Ошибка! Источник ссылки не найден.б). Зіставлення кривих наведених моментів сил опору для одного комплексу прес-інструменту та сумарного свідчить про те, що відбувається вирівнювання моментів на валу машини. З цієї причини в ротаційних таблеткових машинах дворазової дії бажано мати непарне число комплектів прес-інструменту, а в машинах три- і чотириразової дії кількість комплектів прес-інструменту має бути обраним таким, щоб максимумами наведених моментів рівномірно розподілялися в часі.

Загальний наведений момент сил опору на валу ротора складається із сумарного наведеного моменту від сил опору при таблетуванні M_{n1} наведеного моменту від сил опору ворошителя M_{n2} і моментів сил тертя в завзятих і радіальних підшипниках ротора M_{mp1} і M_{mp2}

$$M_n = M_{n1} + M_{n2} + M_{mp1} + M_{mp2} \quad (1.101)$$

Наведений момент сил опору ворошителя має порівняно малу величину. У тому випадку, коли ворошитель є мішалкою з плоскими лопатями, величина наведеного моменту M_{n2} може бути розрахована приблизно за наступною формулою:

$$M_{n2} = 975 \frac{N_i}{\eta n} \quad (1.102)$$

де N - Потужність ворошителя, знайдена за формулою;

i - передатне відношення від валу ворошителя до валу ротора;

η - к. п. д. відповідної передачі;

n - число оборотів ворошителя на хвилину.

Формули (1.101) і (1.102) записані у припущенні, що привід ворошителя здійснюється від валу ротора.

Момент сил тертя в завзятих підшипниках ротора можна приблизно розрахувати, вважаючи, що вони при симетричному двосторонньому пресуванні сприймають лише вагу ротора:

$$M_{mp1} = Gf^* \frac{d}{2} \quad (1.103)$$

де f^* - наведений коефіцієнт тертя для кулькових підшипників;

$$f^* = 0,005 \div 0,01;$$

d – діаметр валу.

Момент сил тертя в цапфах M_{tr2} розраховується за наближеною формулою

$$M_{mp2} = P_A f \frac{d_A}{2} + P_B f \frac{d_B}{2} \quad (1.104)$$

де P_A та P_B - реакції в цапфах А і В;

d_A і d_B - діаметри цапф А та В;

f - коефіцієнт тертя в цапфі, який можна приймати при гнітливому або краплинному мастилi рівним 0,04-0,07 і при періодичному мастилi 0,07-0,10.

1.3.3. Силевий розрахунок .

У ротаційних таблетмашинах операції таблетування виконуються одночасно в декількох комплектах прес-інструменту, але на різних фазах. У зв'язку з цим сили опору, що діють на робочі органи, та відповідні їм складові моменту сил опору на валу ротора не рівні між собою і, крім того, змінюються залежно від положення ротора.

За допомогою силового розрахунку визначаються сили, що діють на виконавчі механізми машини, і досліджують закон зміни моменту сил опору на валу ротора.

Величина моменту сил опору, приведенного до валу ротора, для машин одноразової дії циклічно повторюється при повороті ротора на кут:

$$\alpha = \frac{360^\circ}{m},$$

де m - число комплектів прес-інструменту.

Для машин багаторазової дії кут повороту ротора, що відповідає циклу зміни моменту на валу:

$$\alpha' = \frac{360^\circ}{pt},$$

де p - кратність використання кожного комплекту прес-інструменту за один оберт ротора.

При силовому розрахунку машини слід розглянути умови рівноваги верхніх та нижніх повзунів на всіх ділянках руху.

На силові складові ротаційної таблетмашини діють сили корисного опору, сили тяжіння, сили інерції, сили тертя в кінематичних парах. У зв'язку з тим, що прискорення незначні, силами інерції в переносному та відносному русі пуансонів можна знехтувати і силовий розрахунок проводити як статичний.

Найбільшого застосування набули два варіанти конструктивного оформлення повзунів з метою реалізації стадій пресування та виштовхування таблеток.

1.3.3.1. Пресуючі повзуни з торцевими роликами.

На ділянці пресування нижній і верхній повзуни набігають торцевими пресуючими роликами на копір.

На Рис. 1.48 представлена схема навантаження верхнього повзуна під час пресування. Реакція P_{02} , що діє на торцевий ролик повзуна, спрямована під кутом $\gamma + \theta$ до вісі повзуна (γ - кут тиску в даному положенні повзуна; θ - кут відхилення від нормалі реакції P_{02}).

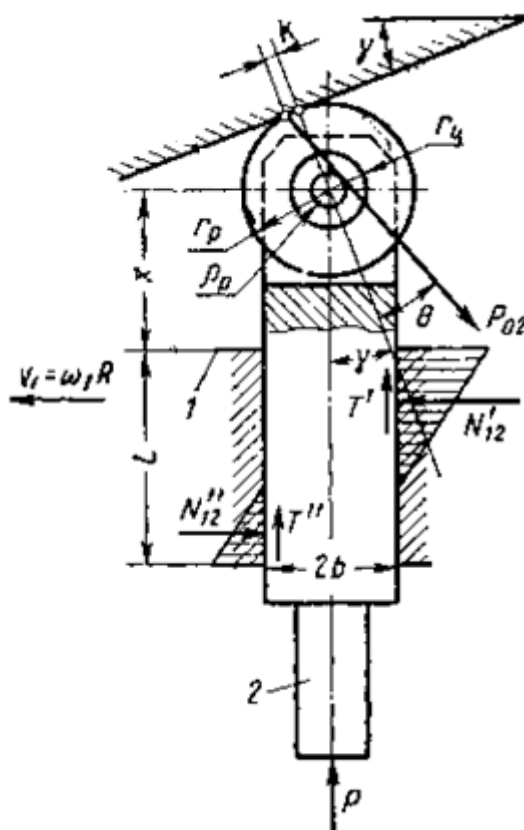


Рис. 1.48. Схема сил, прикладених до верхнього повзуна ротаційної таблетмашини з копірами на ділянці пресування

Кут θ розраховується за формулою

$$\theta = \arctg \frac{\varrho_p}{\sqrt{r_p^2 + k^2 - \varrho_p^2}} \quad (1.105)$$

де k - коефіцієнт тертя кочення (для загартованої сталі 0,001 см);

$\varrho_p = f' r_{\text{ц}}$ - радіус кола тертя в опорі ролика;

$r_{\text{ц}}$ - радіус осі ролика;

f' - наведений коефіцієнт тертя в опорі ролика;

r_p - радіус ролика.

Зважаючи на те, що величини k і ϱ_p принаймні на порядок менші за величину радіуса ролика, приблизно можна вважати

$$\theta \approx \frac{k + \varrho_p}{r_p} \quad (1.106)$$

Формули, за якими розраховуються реакції, у разі перекосу повзуна у напрямній мають такий вигляд:

$$P_{02} = \frac{1}{\cos(\gamma + \theta)} \cdot \frac{1}{1 - tg\beta tg(\gamma + \theta)} P; \quad (1.107)$$

$$N'_{12} = \frac{K tg(\gamma + \theta)}{K - 1} \cdot \frac{1}{1 - tg\beta tg(\gamma + \theta)} P \quad (1.108)$$

$$N''_{12} = \frac{tg(\gamma + \theta)}{K - 1} \cdot \frac{1}{1 - tg\beta tg(\gamma + \theta)} \quad (1.109)$$

У наведених формулах P - сума сили корисного опору,

$$K = \left(\frac{m + 2}{m - 1} \right)^2$$

де

$$m = \frac{3(a + x + fb)}{L}$$

причому

$$a = \frac{\varrho_p}{\sin(\gamma + \theta)}$$

x - відстань від центру ролика до верхньої напрямної ротора;

$2b$ - ширина повзуна;

L - довжина верхньої напрямної ротора;

$$tg\beta = \frac{K+1}{K-1} f;$$

f - коефіцієнт тертя повзуна про напрямну;

φ - кут тертя.

Приведений до валу ротора момент від сил опору на верхньому повзуні

$$M_n^B = (N'_{12} - N''_{12})R = \frac{tg(\gamma + \theta)}{1 - tg\beta tg(\gamma + \theta)} PR \quad (1.110)$$

Якщо має місце співвідношення $x \leq \frac{L}{3} + fb - a$, то розрахункові формули виводяться з умови одностороннього притискання повзуна до напрямної:

$$P_{02} = \frac{\cos\varphi}{\cos(\gamma + \theta + \varphi)} P \approx P \quad (1.111)$$

$$N_{12} = \frac{\sin(\gamma + \varphi)\cos\varphi}{\cos(\gamma + \theta + \varphi)} P \quad (1.112)$$

$$M_n^B = N_{12}R = \frac{\sin(\gamma + \theta)\cos\varphi}{\cos(\gamma + \theta + \varphi)} PR \quad (1.113)$$

Сили та моменти, розраховані за формулами (1.111) - (1.113), відносяться лише до верхнього повзуна таблетмашини. Аналогічний вигляд мають формули розрахунку сил і моменту, прикладеного до валу ротора, для нижнього повзуна. Усі формули можуть використовуватися для силового розрахунку верхніх та нижніх повзунів на тих ділянках циклограми, на яких їхнє переміщення щодо ротора здійснюється за рахунок перекочування по копірах торцевих роликів.

1.3.3.2. Стадія підйому верхніх повзунів з бічними роликами.

У тому випадку, коли переміщення повзуна 2 обумовлено перекочуванням по копіру бокового ролика, характер навантаження повзуна зовнішніми силами змінюється (Рис. 1.49).

З циклограми та розгорнутої кінематичної схеми таблеткової машини МТ-ЗА та інших аналогічних машин випливає, що зазначені вище переміщення повзунів під

дією бічних роликів є допоміжними, технологічні опори – сили пресування чи виштовхування – при цьому не долаються.

Вихідні рівняння рівноваги для цього випадку можуть бути записані таким чином:

$$\begin{aligned} P'_{12} - P''_{12} &= 0; \\ P_{12} \cos \theta' - P_{02} \sin(\gamma + \theta) &= 0; \\ -T'_{12} - T''_{12} - G + P_{02} \cos(\gamma + \theta) - P_{12} \sin \theta' &= 0; \\ P'_{12} l_1 + P''_{12} l_2 + P_{12} e \sin \theta' - P_{02} c \cos(\gamma + \theta) &= 0 \end{aligned}$$

Крім того,

$$\begin{aligned} T'_{12} &= P'_{12} f, \\ T''_{12} &= P''_{12} f \end{aligned}$$

Рівняння рівноваги складено у припущенні, що прокручування пуансона навколо вертикальної осі перешкоджає

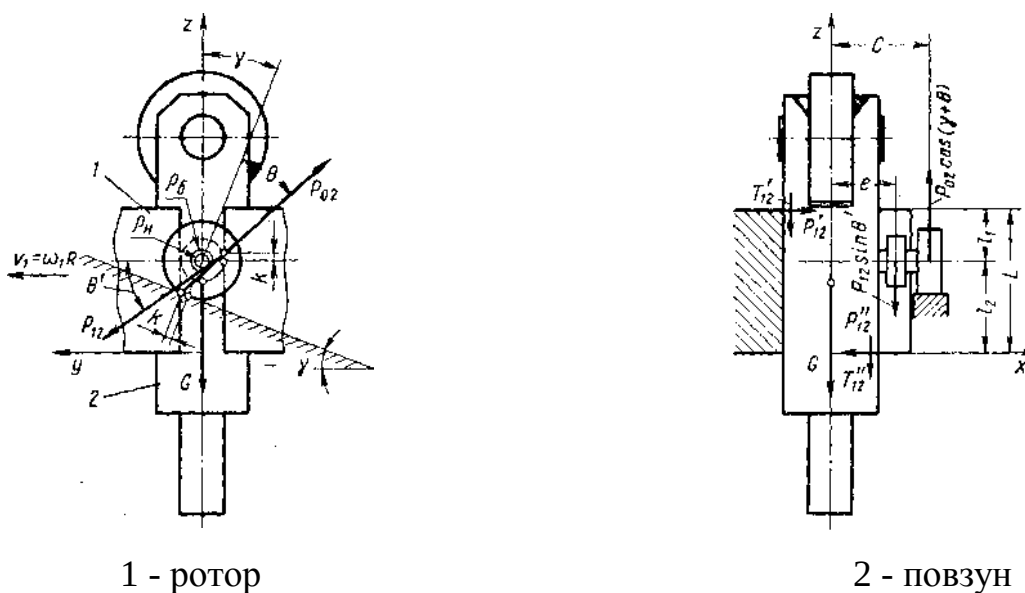


Рис. 1.49.Схема сил, прикладених до верхнього повзуна ротаційної таблеткової машини з копірами на ділянці підйому

Тільки напрямний ролик, причому розміри це трохи відрізняються один від одного.

У рівняннях рівноваги прийнято:

γ - кут тиску;

$$\theta = \frac{k + \rho_6}{r_6};$$

k - коефіцієнт тертя кочення;

ϱ_6 - радіус кола тертя в опорі бокового ролика;

r_6 - радіус бічного ролика;

$$\theta' = \frac{k + \varrho_H}{r_H}$$

ϱ_H - радіус кола тертя в опорі напрямного ролика;

r_H - радіус направляючого ролика;

l_1 та l_2 - відстані див. рис. 81;

$f^* = 1.27f$ - наведений коефіцієнт тертя в циліндричній напрямної повзуна.

Вважаючи, що у вихідних рівняннях γ і θ малі кути, отримаємо

$$P_{02} \approx \frac{G}{\cos(\gamma + \theta) \left(1 - \frac{2cf^*}{L}\right)} \quad (1.114)$$

$$P_{12} \approx \frac{G \operatorname{tg}(\gamma + \theta)}{\cos \theta' \left(1 - \frac{2cf^*}{L}\right)} \cdot \frac{c}{e} (R + e) \quad (1.115)$$

Приведений до валу ротора момент сил опору

$$M_n^B \approx \frac{G \operatorname{tg}(\gamma + \theta)}{1 - \frac{2cf^*}{L}} \cdot \frac{c}{e} (R + e) \quad (1.116)$$

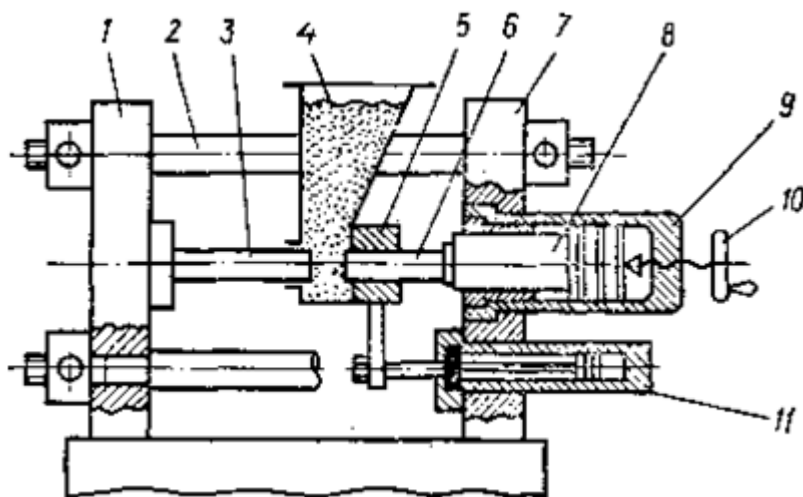
При переміщенні повзунів горизонтальними ділянками копіїв реакції і наведені моменти сил опору розраховуються за формулами (1.114) -(1.116), в яких у, належить рівної нулю.

1.4. Гідравлічні таблетмашини.

Гідравлічні таблетмашини призначені для отримання великих та масивних таблеток із прес-порошків та волокнистих прес-матеріалів. Більшість таблетмашин цього типу є гідравлічними пресами з горизонтальним розташуванням прес-інструменту Рис. 1.50. У таких машинах застосовується об'ємний спосіб дозування

таблетованого матеріалу, що полягає у відсіканні певного об'єму порошку, що надходить з бункера, що переміщується матрицею.

Гідравлічні таблетмашини відрізняються простотою керування та обслуговування, стабільністю маси таблеток, низькими енерговитратами. При відносно невеликих габаритах розвивають значне зусилля пресування, причому цей параметр може регулюватися в широкому діапазоні. Конструкція горизонтальних таблеточних машин дозволяє регулювати масу таблеток, час дозування, швидкість пресування, час таблетування та швидкість виштовхування. Привід робочих органів здійснюється від гідроагрегату, що складається із двох насосів. Високопродуктивний насос низького тиску служить для швидкого переміщення робочих органів, насос високого тиску та малої продуктивності створює необхідне зусилля пресування.



- 1, 7 - нерухомі плити; 2 - колона; 3, 6 - пресуючі пуансони; 4 - бункер-живильник;
5 - рухома матриця; 8 - плунжер; 9 - циліндр; 10 - гвинтовий механізм;
11 - допоміжний циліндр.

Рис. 1.50. Схема гідравлічної таблетмашини

Гідравлічна таблетмашини з горизонтальним розташуванням робочих органів складається з станини колонного типу у вигляді двох нерухомих плит 1 і 7, жорстко зв'язаних між собою колонами 2. До плити 7 прикріплений гідроциліндр 9, на плунжері 8 якого управляє пресуючим пуансоном 6. Другий пресуючий пуансон 3 закріплений на нерухомій плиті 7. Бункер-живильник 4 разом з рухомою матрицею 5 переміщається по колонах 2 за допомогою двох допоміжних циліндрів (на схемі показаний один циліндр). Хід пресуючого пуансона 6 регулюється

гвинтовим механізмом 10.

Таблетмашина працює наступним чином. При переміщенні бункера-живильника 4 з матрицею 5 вліво щодо нерухомих пуансонів відбувається відсікання сипучого преспорошку, що потрапив у простір між торцями пуансонів (стадія дозування). Об'єм дози визначається крайнім правим положенням плунжера 8. Далі пресуючий пуансон 6 переміщається вліво при подачі робочої рідини в циліндр 9. Доза порошку стискається і перетворюється в таблетку, після чого бункер-живильник відходить вліво, виштовхуючи таблетку з матриці, а робочий пресуючий пуансон рухається вправо. Цикл роботи машини закінчується після повернення бункера живильника з матрицею у крайнє праве положення.

Слід зазначити, що при пресуванні таблеток в машині даної конструкції здійснюється схема двостороннього пресування з плаваючою матрицею.

Продуктивність гідравлічної таблетмашини $Q_{\text{тг}}$ (шт/год) визначається як:

$$Q_{\text{тг}} = 60m_{\text{г}}n_{\text{г}} \quad (1.117)$$

де $m_{\text{г}}$ - число гнізд в прес-інструменті;

$n_{\text{г}}$ - число подвійних ходів плунжера за хвилину.

При відомій масі однієї таблетки g (у грамах) може бути визначена масова продуктивність таблетмашини $G_{\text{тг}}$ (кг/год):

$$G_{\text{тг}} = 0,001gm_{\text{г}}n_{\text{г}} \quad (1.118)$$

Основною технічною характеристикою гідравлічної таблетмашини є зусилля пресування. Випускають ці машини із зусиллям пресування 320, 630, 1600 кН.

Таблетування волокнистих матеріалів на розглянутому вище устаткуванні представляє значні складності через труднощі їхнього об'ємного дозування. Крім того, таблетування волокнітів вимагає значної величини ходу пресуючого пуансону, оскільки обсяг волокніту при пресуванні змінюється в десятки разів. У зв'язку з цим таблетування волокнітів проводять також на гідравлічних пресах загального та спеціального призначення. Характерною особливістю пресування волокнітів є двостадійність (попереднє пресування дози матеріалу та остаточне таблетування). Це уможливорює суттєве скорочення часу технологічного циклу та енерговитрат.

Зусилля таблетування волокнітів залежить від природи прес-матеріалу, його температури, вологості. Так, для скловолокна АГ-4В зусилля таблетування становить 15-20 МПа для вологого і 30-40 МПа для сухого матеріалу.

1.4.1. Принцип дії гідравлічної таблетмашини.

Гідравлічні таблетмашини являють собою автоматизовані гідравлічні преси і їм також властиві такі переваги як: простота та надійність конструкції, широкий діапазон регулювання параметрів таблетування та інше. У горизонтальних гідравлічних таблетмашинах, що отримали особливо широке розповсюдження у зв'язку з необхідністю отримання зокрема великих таблеток у тому числі з важкодозованих пресматеріалів. дозування здійснюється шляхом захоплення перематрицею, що міститься, певного обсягу преспорошку із бункера, всередині якого розташовані пуансони - робочі органи машини. Така система дозування дозволяє виробити таблетування ширшого асортименту прес-матеріалів, ніж система дозування кривошипних і ротаційних та гнучких машин, і зменшує пилення. Гідравлічні таблетмашини дозволяють при малих габаритах розвивати більші пресуючі зусилля і, отже, отримувати великі таблетки. Різновага таблеток, що виготовляються на гідравлічних таблетмашинах з преспорошків, не перевищує 0,5%. Наявність мінімальної кількості рухомих частин, здійснених лише за виконання робочих операцій, дозволяє значно знизити витрати енергії.

У гідравлічних таблетмашинах у широкому інтервалі $\sim$ регулюється вага таблетки, час дозування, тиск пресування, швидкість пресування, час витримки таблетки під тиском та швидкість виштовхування. Все це сприяє одержанню високоякісних таблеток.

У зв'язку з тим, що крива пресування порошкових матеріалів має різко виражений максимум в кінці ходу пресування, зазвичай в гідравлічних таблетмашинах використовується система двох насосів: високопродуктивного насоса низького тиску для отримання швидких переміщень робочих органів при невеликих силах корисних опорів і насоса високого тиску малої продуктивності - для пресування порошку на кінцевій стадії. Така система приводу робочих органів забезпечує ефективне використання насосів, знижує витрати енергії, зменшує

тривалість циклу. Поряд із цим використовується і система приводу гідравлічних таблетмашин від одного насоса низького тиску з мультиплікатором тиску, який автоматично підключається до системи при пресуванні та забезпечує малі подачі робочої рідини під високим тиском. Для таблетування можуть використовуватися гідромеханічні таблетмашини з насосом низького тиску для виконання всіх операцій таблетування, включаючи пресування під високим тиском. Робочі органи, які здійснюють пресування, приводяться в рух через систему важелів. Остання дозволяє отримати великі швидкості прес-інструменту при малих зусиллях пресування та малі швидкості при великих зусиллях пресування.

Принципова схема дії горизонтальної гідравлічної таблетмашини показана на Рис. 1.51. До нерухомої плити 1 прикріплений пуансон 2, яким переміщається матриця 3 з бункером 4. Напрямними для бункера-матриці служать колони (на кресленні не показані), стягують нерухомі плити 1 і 5. Переміщення бункера і матриці здійснюється від гідравл, в якому рухається 7 поршень, штоком 8 з'єднаний з бункером. Пресуючий пуансон 9 приводиться в рух від диференціального поршня 10 циліндра 11 пресування. Зміщення матриці дає ефект двостороннього пресування.

Для отримання таблеток, що мають малі розміри, використовуються багатопуансонні таблетмашини, що забезпечують високу штучну продуктивність.

Початкове взаємного розташування пуансонів, матриці та бункера при виконанні операцій таблетування представлено на позиції 1 (Рис. 1.51). Цій позиції відповідає крайнє ліве положення матриці 3 та крайнє праве положення пресуючого пуансона 9. У позиції II бункер 4 знаходиться у крайньому правому положенні; при цьому матеріал, що таблетується, дозується в простір матриці 3, який обмежений торцями нерухомого 2 і пресуючого 9 пуансонів. У позиції III бункер 4 з матрицею переміщуються в середнє положення, що відповідає початку пресування (відбувається відсікання дози пресматеріалу). Положенню IV відповідає розташування робочих органів у момент пресування: пресуючий пуансон 9 рухається вліво. Після закінчення пресування пуансон, що пресує, починає відходити вправо (позиція V), а бункер 4 з матрицею 3 зміщуватися вліво; при цьому виштовхується таблетка (позиція VI). Таблетка, виштовхнута з матриці, потрапляє на приймальний лоток, а бункер з матрицею та пресуючий пуансон повертаються в положення, що відповідає початку циклу таблетування.

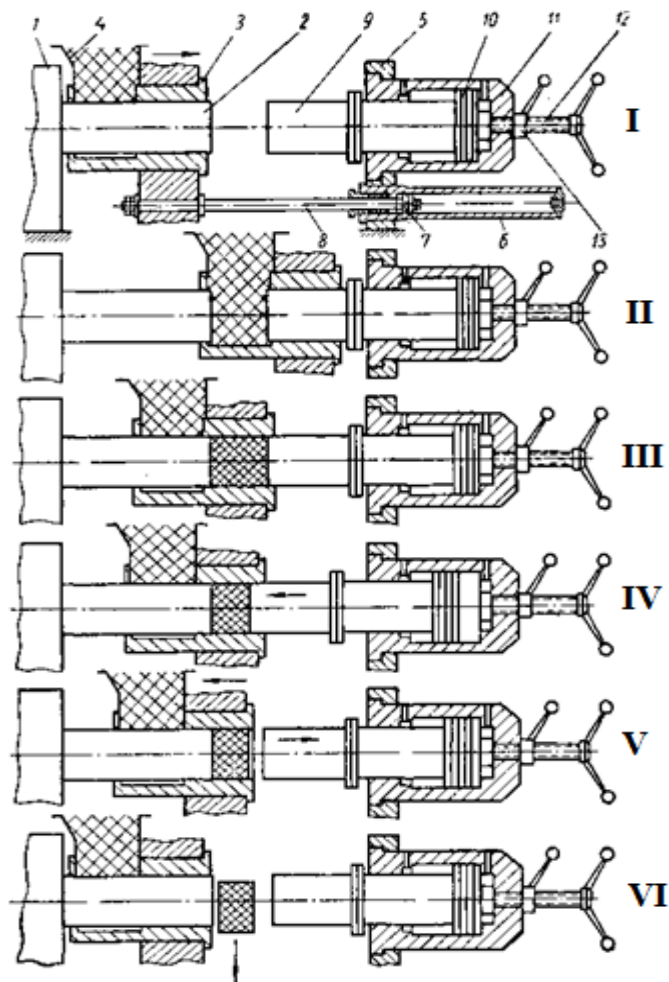


Рис. 1.51.Схема дії горизонтальної гідравлічної таблетмашини

На Рис. 1.52 представлений загальний вигляд горизонтальної гідравлічної таблетмашини фірми Logan (США).

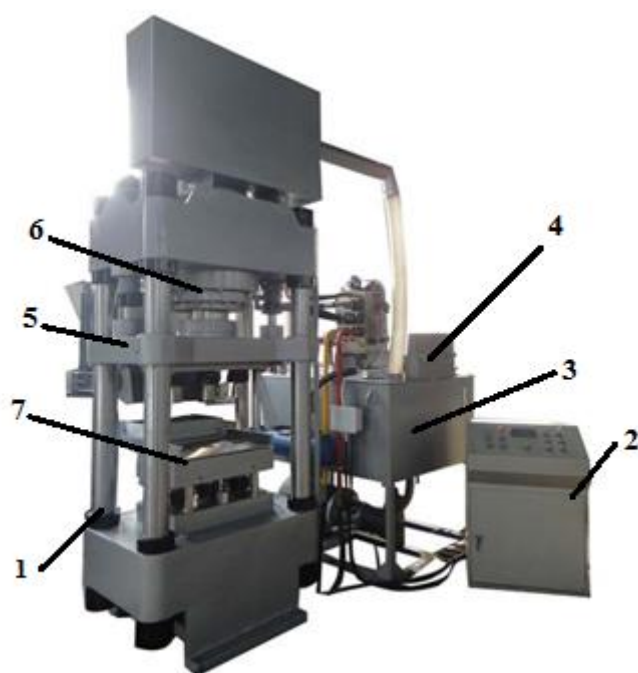


Рис. 1.52.Гідравлічна таблеткова машина "Logan" (США)

На станині 1 встановлені дві плити 5 і 7, стягнуті чотирма колонами. Поряд встановлені пульт контролю та управління 2, маслоочисник 3 з маслоохолоджувачем і дистриб'ютером 4. На плиті 5 закріплений гідравлічний циліндр переміщення 6 пресуючого пуансона, на плиті 7 встановлені нерухомий пуансон і гідроциліндр приводу бункера-живильника.

Базові параметри гідравлічних таблетмашин наведено у Таблиця 1.3. Гідравлічні таблеташини бувають одногніздні, двогніздні та тригніздні. Залежно від конструкції прес-інструменту на машині виготовляються таблетки круглого чи прямокутного перерізу. Аналогічну конструкцію мають горизонтальні таблеташини англійської фірми Bipel.

Базові параметри гідравлічних таблетмашин

Таблиця 1.3

Індекс машини	Зусилля пресування в транспортному засобі		Діаметр таблетки в мм		Мак вага таблетки у кг	Глибина заповнення матриці у мм		Продуктивність у шт/год	Габаритні розміри машини в мм	Вага машини в кг	Потужність двигуна в кВт	Фірма-виготовтель	Країна
	max	min	max	min		max	min						
12	12,2	1,0	44	12		51		2100 *	1370X 1070X 1600	1010		Bipel	Англія
35	35,5	5,0	76	32	0,25	52	-	1260 *	1370x1070x 1830	1560	7,4	»	»
35 **	35	5,1	19	5	-	52	-	25 000 *	1370x1070x 1830	1560	-	»	»
70	71,1	8,1	114	51	-	82	-	7200 *	1370X 1070X 2060	1770	-	»	»
140	142	15	165-230	125	-	190	20	250-350	2750X 1900X 1600	6000	-	»	»
30	30	-	63,5	38	0,086	-	—	1 150	1420X 840X 1250	1360	7,4	Logan	США
50	50	-	82,5	41	0,2	-	-	1 150	1800x865x 1430	2110	7,4	»	»
70	70	-	102	49	0,41	-	-	1 150	1625X865X 1510	1980	7,4	»	»
125	125	-	132	54	0,71	-	-	1 150	1880X 1320X 1270	3540	11	»	»
ЄН-100	100	—	110	—	0,5			300-600	-	2000	6	Texier-Dufort	Франція
* При max заповненні матриці													
** Багатопуансонна машина.													

На Рис. 1.53 показана типова конструкція вузлів механізму пресування та механізму переміщення рухомої плити гідравлічної таблетмашини.

Станина 1 машини зварна. У станині розміщені насоси високого та низького тиску, масляний фільтр, маслозбірник. На станині встановлені дві нерухомі плити 2 і 3, скріплені між собою двома колонами 4. Між колонами розташовані нерухомий 5 і пресуючий 6 пуансони. Бункер 7 з матрицею 8 закріплені на рухомій плиті 9.

Рухома плита переміщується двома гідроциліндрами 10, закріплених в нерухомій плиті 3 по її діагоналі. У тій же плиті встановлений пресуючий гідроциліндр 12. Для відділення спресованих таблеток передбачений скидувач. Управління машиною електрогідравлічне.

Гідравлічні таблетмашини є досить перспективними для виготовлення таблеток із волокнистих пресматеріалів.

Для таблетування пресматеріалів типу АГ-4С була спроектована гідравлічна таблетмашини АТВ-2, в якій точність дозування волокнистого матеріалу досягається шляхом пресування таблетки більшої ваги, ніж необхідно, з подальшим видаленням надлишку матеріалу. Як і у кривошипному горизонтальному пресі-автоматі АТВ-1, перед таблетуванням передбачено попереднє подрібнення стрічки АГ-4С на шматки розміром 5-10 мм.

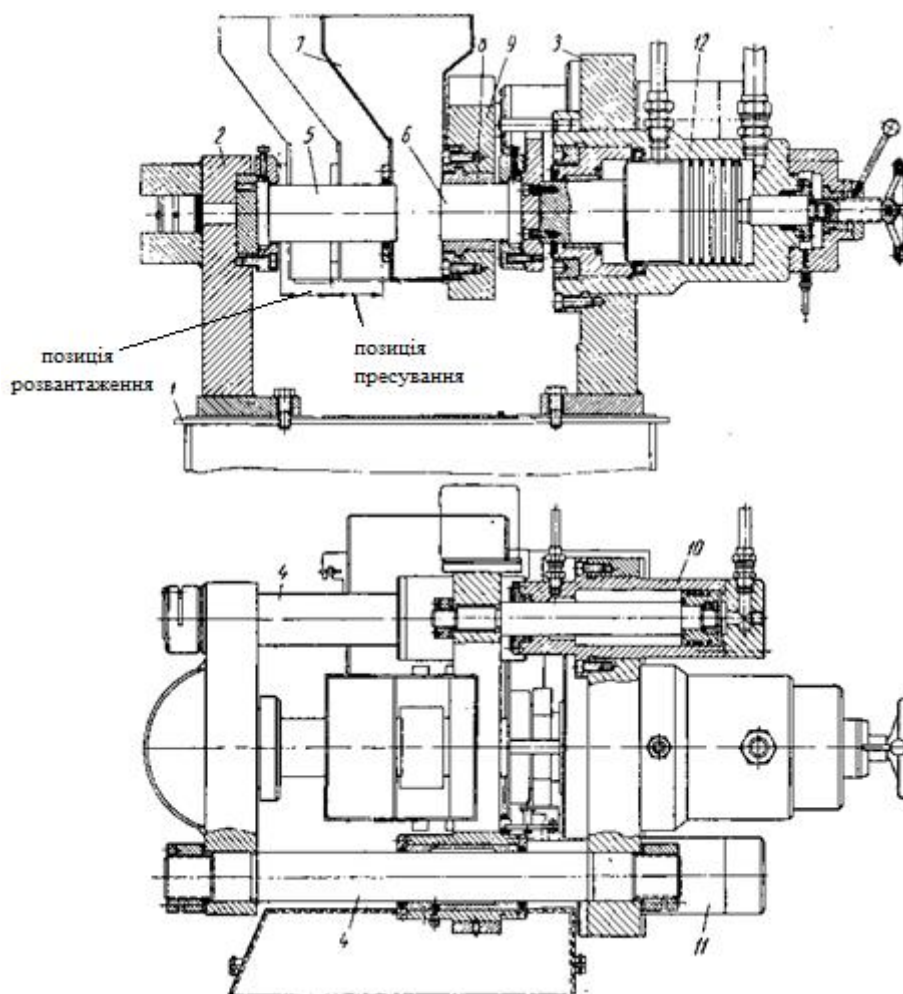
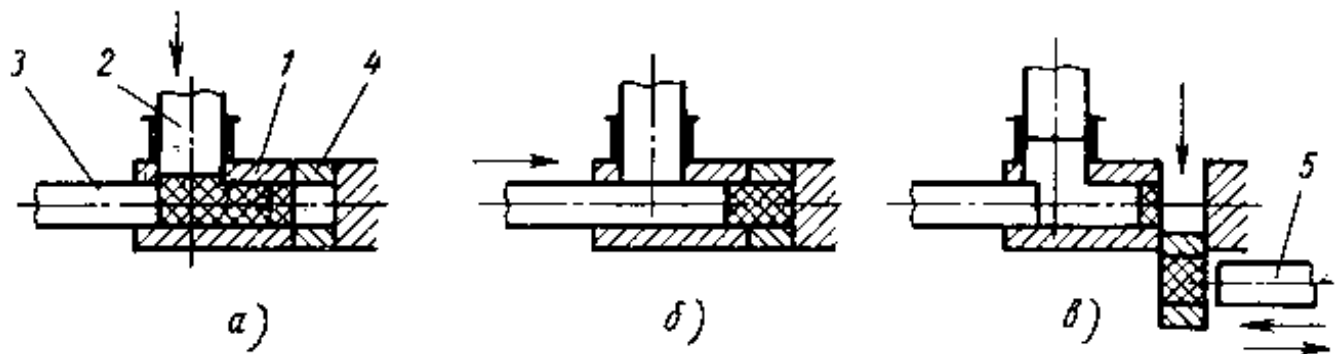


Рис. 1.53. Механізм пресування та механізм переміщення рухомої плити гідравлічної таблетмашини

Схема технологічного процесу таблетування волокнистих та інших

пресматеріалів з низкою сипучістю показана на Рис. 1.54. Подрібнений пресматеріал подається в нерухому матрицю 1 проштовхуючим пуансоном 2. При переміщенні рухомого пуансона 3 вправо відбувається пресування таблетки. Після досягнення певного тиску пресування припиняється вплив сил на пуансон; рухома матриця 4 переміщується донизу, відрізаючи від спресованого матеріалу задану дозу у вигляді таблетки. Коли матриця 4 знаходиться в нижньому положенні, виштовхувач 5 видаляє з неї готову таблетку, після чого матриця повертається у вихідне положення (Рис. 1.54а). Пресматеріал, що залишився в нерухомій матриці, використовується для виготовлення таблетки в наступному циклі.



а - подача матеріалу; б - пресування; в - виштовхування таблетки

Рис. 1.54.Схема технологічного процесу таблетування волокнистих пресматеріалів машиною АТВ-2

Конструкція гідравлічної таблетмашини, що працює за наведеною вище схемою таблетування волокнистих пресматеріалів, представлена на Рис. 1.55.

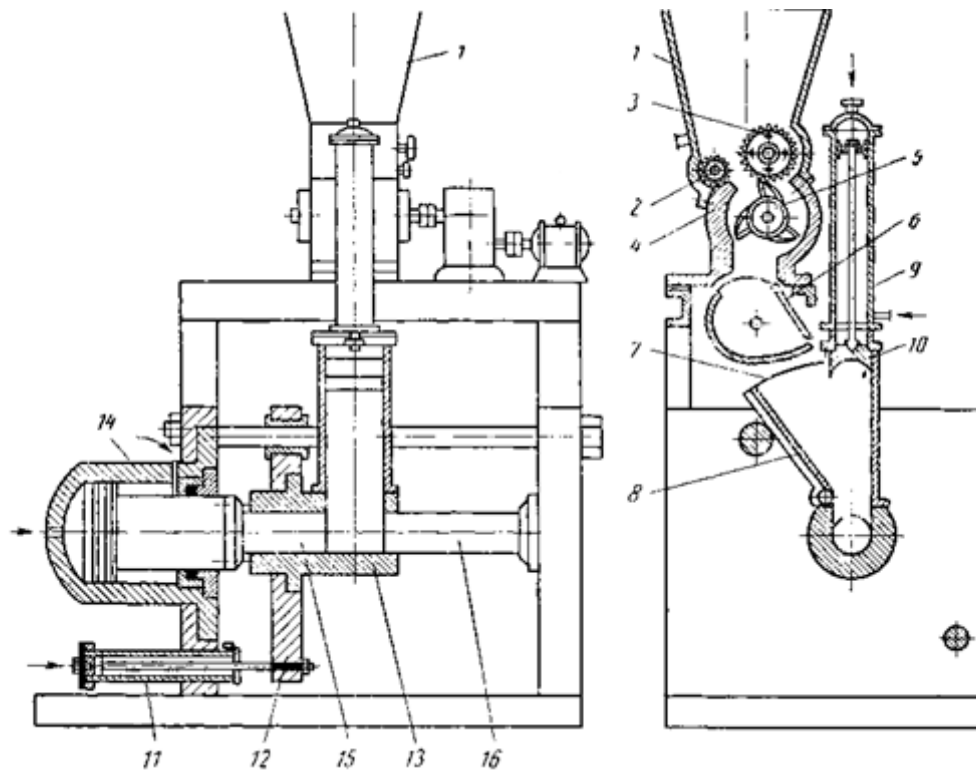


Рис. 1.55. Гідравлічна таблетмашини для таблетування волокнистих пресматеріалів

Волокнистий пресматеріал, що знаходиться в завантажувальному бункері 1 захоплюється рифленими валиком 2 і валиком 3 з шипами і безперервно подається на ніж 5, що обертається. Зміною швидкості обертання живильних валиків 2 і 3, а також ножа 5 досягається задана ступінь подрібнення та швидкість транспортування часток скловолокна в бункер вагового дозатора 6. Порція заданої величини з дозатора 6 надходить у приймальну камеру 7, після чого її відкидна кришка 8 повертається і займає вертикальне положення, роблячи перше попереднє ущільнення матеріалу. Стиснене повітря, що надходить у пневматичний циліндр 9, переміщує верхній затвор 10, який здійснює наступне попереднє ущільнення пресматеріалу і замикає матрицю 13.

Подальші операції відбуваються у звичайній для гідравлічної таблетмашини послідовності. Включається подача робочої рідини в поршневу порожнину гідроциліндра 11 і рухома траверса 12 разом з матрицею 13 зсувається вправо, відсікаючи матеріал і переміщуючи його в таблетуючу частину матриці 13. Потім подається рідина в поршневу порожнину гідроциліндра 14 і рухомий пуансон 15 здійснює пресування таблетки.

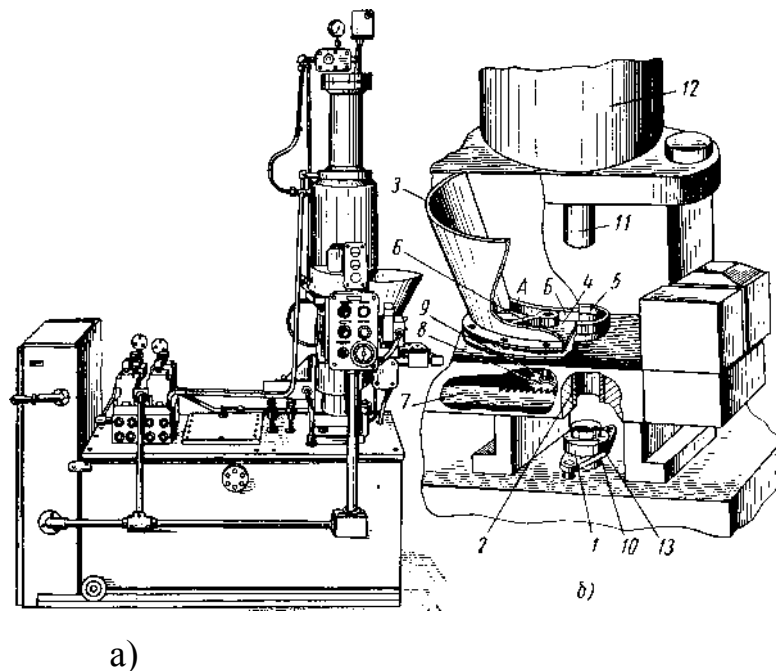
Після витримки таблетки під тиском пуансон 15 повертається в крайнє ліве положення, а траверса 12 продовжує рух у крайнє праве положення, в якому нерухомий пуансон 16 виштовхує готову таблетку з отвору матриці. При подачі

рідини в штокову порожнину 11 циліндра траверса повертається в крайнє ліве положення, відповідне початку наступного циклу. Для подачі полімерних та інших складових рецептури таблетки та для підсушування або їх підігріву, а також з метою зниження тиску таблетування машина може бути обладнана додатковими пристроями.

Поряд із горизонтальними гідравлічними таблетмашинами застосовуються і вертикальні конструкції. На Рис. 1.56 представлена конструкція брикетуючого прес-автомата призначеного для пресування сухої чавунної стружки який має таку технічну характеристику:

Максимальний питомий тиск пресування, мПа	4000
Годинна продуктивність, кг/год	350-400
Вага брикету (чавун, сталь) у кг	0,65-0,75
Діаметр брикету в мм	60
Потужність електродвигуна в кет	10
Насос низького тиску лопатевий; продуктивність у л/хв	50
Насос високого тиску лопатевий; продуктивність в л/хв	50
Тиск у мПа:	
першого ступеня	1-1,5
другого ступеня	7-10
третього ступеня (мультиплікатор).	25-73
Число циклів за хвилину	9-10
Габаритні розміри в мм	750X 1200X 1900
Вага в кг	1500

Брикетуючий (таблетуючий) прес-автомат (Рис. 1.56) складається з двох основних вузлів - верхнього та нижнього. Верхній вузол преса є поєднанням мультиплікатора з робочим гідроциліндром. Останній виконує операції пресування. Нижній вузол складається з рами, до якої кріпиться механізм завантаження, що направляє прес-камера (матриця), виштовхувач брикетів, а також циліндр переміщення прес-камери. Шток поршня циліндра за допомогою траверси та тяги пов'язаний з прес-камерою. Верхній та нижній вузли преса з'єднані стяжними болтами, на які надіті розпірні втулки. На станині - резервуарі, окрім пресових вузлів, розташовані електродвигун, насоси та пульт управління.



а - загальний вигляд преса; б - вузол дозування та пресування

Рис. 1.56.Брикетуючий прес-автомат

Стружка, що підлягає пресуванню, надходить з бункера в приймальну воронку, розташовану над механізмом завантаження.

Прес має налагоджувальний та автоматичний режими роботи. При роботі в автоматичному режимі можна користуватися лічильником ходів, що зупиняє прес після виготовлення заданої кількості брикетів.

У вихідному положенні (Рис. 1.56б) прес-камера (матриця) 1 знаходиться у верхньому положенні і щільно притиснута до втулки 2. Стружка з бункера направляється в приймальну лійку 3, звідки потрапляє в дозатор 4. Останній вікнами А і Б сполучується з направлячої воронкою 5. У циліндрі дозатора вміщена лопать 6, яка повертається за допомогою рейки 7, що є продовженням штока поршня гідравлічного циліндра, шестерні 8 і валика 9. Кут повороту лопаті (200-300 °) жєннї залежить від налаштування і визначається величиною брикету. При переходї лопатї з одного крайнього положення в інше вона виштовхує стружку з вікна А або Б у вирву 5, звідки стружка потрапляє у втулку 2 і потім в прес-ка-меру 1. Знизу в прескамеру входить нерухомий пуансон 10, закріплений на станині преса. Після завантаження стружки верхній пресуючий пуансон 11, з'єднаний з плунжером робочого циліндра 12, починає переміщатися вниз. Послідовно включаються три ступені пресовання, в результаті чого в матриці 1 між торцями верхнього і нижнього пуансонів утворюється брикет. Далі пресуючий пуансон піднімається, а матриця

опускається, звільдаючи готовий брикет 13, який лежить на торці нижнього пуансона. Спеціальним гідравлічним виштовхувачем брикет скидається в тару, після чого цикл повтнюється.

На Рис. 1.57 представлено горизонтальну таблетмашину із гідромеханічним приводом. Як було зазначено вище, гідромеханічний привід дозволяє відмовитися від системи насосів високого та низького тиску або від мультиплікаторів тиску та

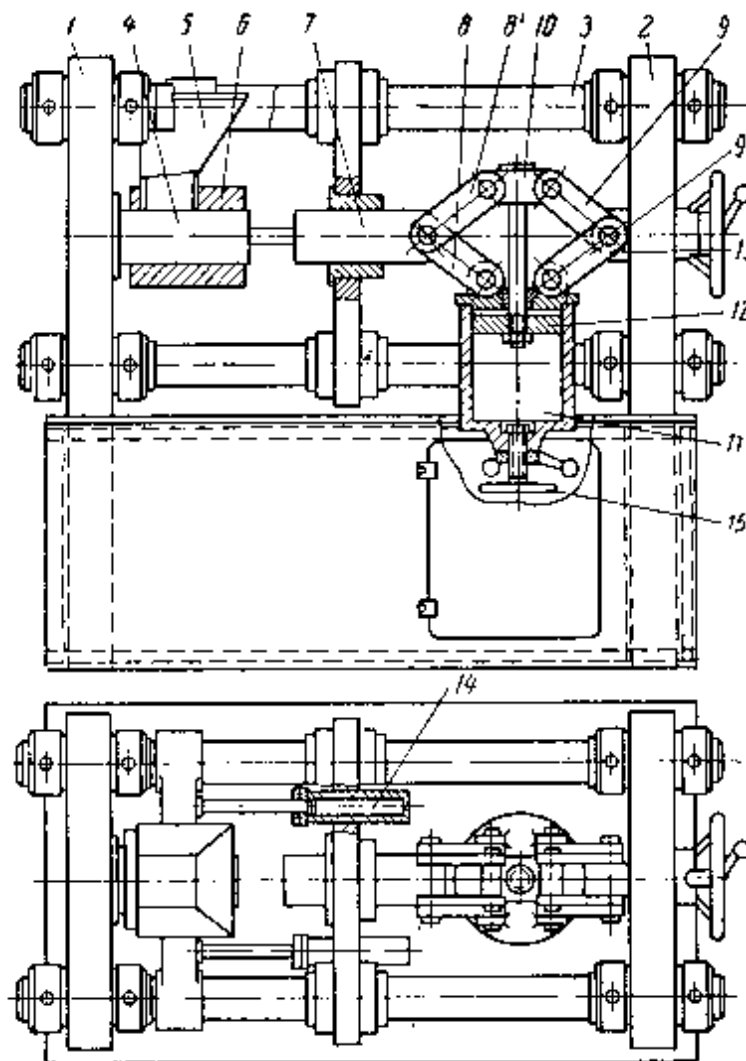


Рис. 1.57. Таблетмашина з гідромеханічним приводом
відповідних систем перемикавання та обійтися лише одним насосом низького тиску.

На станині машини з гідромеханічним приводом встановлені нерухомі плити 1 і 2, з'єднані між собою колонами 3. До нерухомої плити 1 прикріплений пуансон 4. По колонах, як по напрямних, переміщуються бункер 5 з матрицею 6, яка охоплює пуансон 4. Пресуючий пуансон 7 переміщається до напрямної, укріпленої в середній нерухомій плиті, і приводиться в рух шарнірно-важільною системою, що складається з ланок 8, 9, 9' і траверси 10 від гідроциліндра 11 і поршня 12.

Нерухомий шарнір 13 укріплений на плиті 2. Бункер з матрицею переміщуються вправо і вліво за допомогою гідроциліндра 14 при подачі рідини відповідно в штокову та поршневу порожнини.

На початку циклу таблетування пресуючий пуансон 7 знаходиться у крайньому правому положенні; у крайньому правому положенні знаходиться також бункер із матрицею. Відбувається наповнення пресматеріалом простору між торцями пуансонів (дозування матеріалу). При подачі масла в праву порожнину циліндра 14 бункер 5 з матрицею 6 переміщується в середнє положення, відбувається відсікання дози матеріалу. Після цього починається пресування порошку, яке відбувається при подачі робочої рідини у верхню порожнину пресуючого циліндра 11. При цьому поршень 12 опускається, а циліндр піднімається і зміщується вліво на величину, рівну половині ходу пресування (масло в циліндр подається гнучкими шлангами).

При пресуванні бункер із матрицею не закріплені, тому пресування є двостороннім.

Після закінчення процесу пресування рідина подається в нижню порожнину циліндра 11 пуансон 7 відходить в початкове положення. Хід пресуючого пуансона 7, отже, вага таблетки при заданому діаметрі пуансона регулюється гвинтовим механізмом 15, який обмежує переміщення поршня 12.

При подачі масла в праву порожнину циліндра 14 бункер 5 з матрицею 6 зміщуються вліво, внаслідок чого таблетка нерухомим пуансоном виштовхується з матриці в збірник. Далі бункер з матрицею знову переміщуються в крайнє праве положення та цикл процесу таблетування повторюється.

РОЗДІЛ 2. ГІДРАВЛІЧНІ ПРЕСИ

2.1. Конструкція та класифікація гідропресів.

Преси - машини статичного дії - призначені для формування виробів з прес-матеріалів шляхом застосування тиску. Різноманітні сучасні конструкції пресового обладнання можуть бути класифіковані по ряду ознак. Найбільш важливою є класифікація по виду приводу, підрозділяються все преси на три категорії: з механічним з гідромеханічним і з гідравлічним приводом.

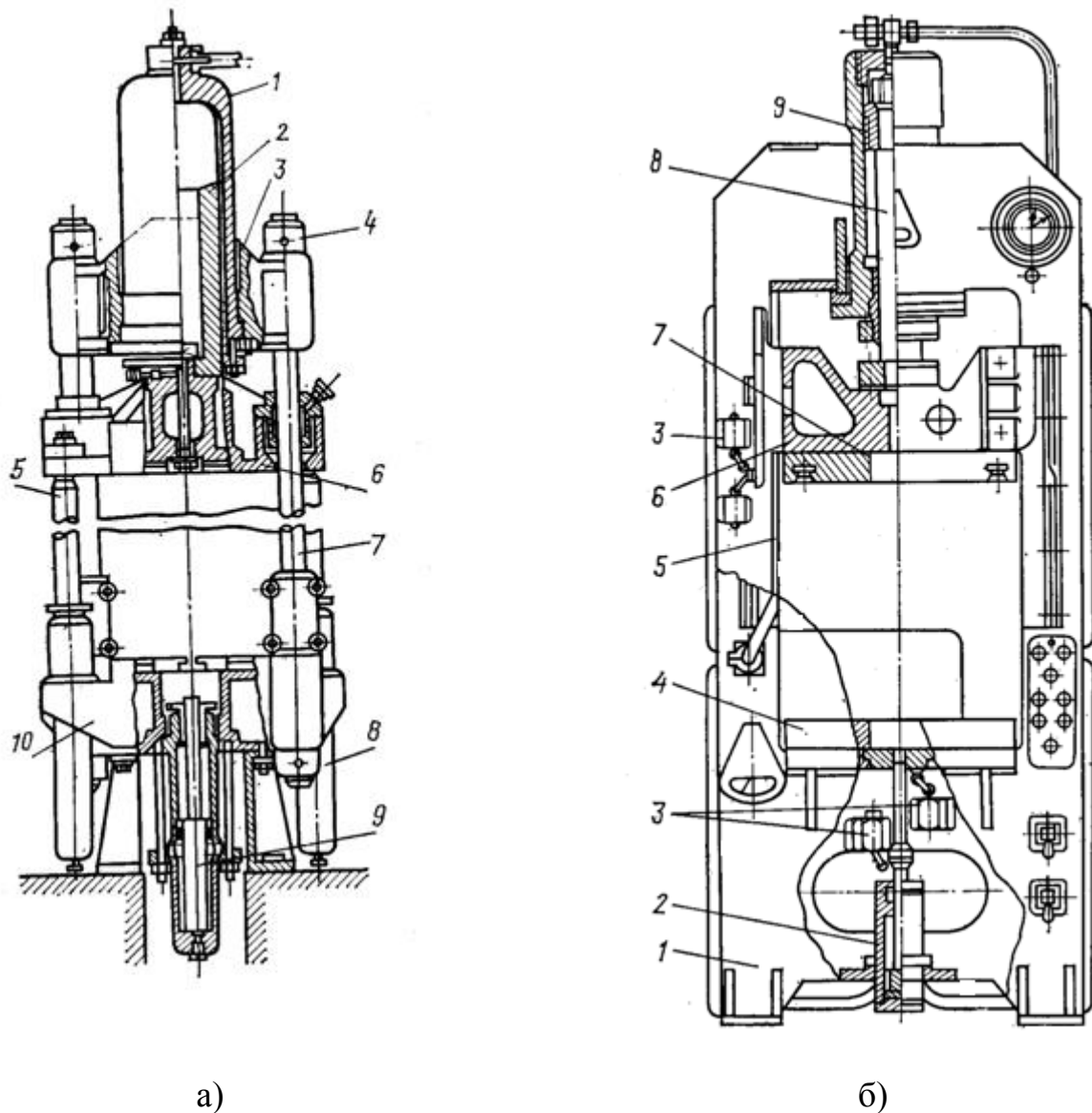
Преси з механічним приводом у хімічній промисловості поширені порівняно мало. Вони використовуються при автоматичному виробництві виробів з малими габаритами і масою, а також при таблетуванні. Конструкції пресів з механічним приводом різноманітні: гвинтові, кривошипні, важільні, ротаційні і ін.

Преси з гідромеханічним приводом з успіхом застосовують для виготовлення виробів з малим циклом пресування. Поєднання в конструкції преса механічної системи (наприклад, системи важеля) з гідравлічним циліндром дозволяє розвивати значні швидкості попереднього змикання прес-інструменту, а при здійсненні власне пресування створювати високий тиск в порожнині форми. Через великі габарити, складність конструкції і високу вартість ці преси так само не знайшли широкого поширення в промисловості.

Преси з гідравлічним приводом (гідравлічні преси) Рис. 2.1 мають значні переваги перед іншими типами пресів. Вони прості в управлінні, економічні, безшумні, мають порівняно невеликі габарити при значній потужності, що розвивається. Ці преси є найбільш поширеним пресовим обладнанням. Принцип дії цього виду пресів може бути пояснений на прикладі преса (Рис. 2.1а) з верхнім розташуванням робочого циліндра. Робоча рідина (емульсія або масло) надходить під тиском p в робочий гідроциліндр 1 в простір над плунжером 2. В результаті цього плунжер 2 переміщується вниз разом з з'єднаною з ним рухомою плитою 6 під дією номінального пресового зусилля P_H рівного:

$$P_H = (\pi D_1^2 / 4) p, \quad (2.1)$$

де D_1 - діаметр плунжера гідроциліндра; p – тиск робочої рідини МПа.



а)

б)

а - колонний; б – рамний.

Рис. 2.1. Гідравлічні преси з верхнім розташуванням робочого циліндра

Номінальне зусилля преса є одним з основних параметрів його технічної характеристики.

Конструкція гідравлічного преса, як правило, включає в себе наступні основні механізми і деталі: станина, циліндри (головний пресуючий і допоміжні: холостого ходу та виштовхуючий) з плунжерами або з поршнями; рухомі та нерухомі поперечки; гідроагрегат, що складається з насосів, трубопроводів і розподільників потоку рідини.

У напрямку діючого зусилля гідравлічні преси поділяються на вертикальні, горизонтальні та кутові. Найбільш поширені преси вертикальної конструкції, які

в свою чергу поділяються по розташуванню робочого циліндра на преси з верхнім і нижнім робочими циліндрами. Залежно від конструкції станини преси бувають колонні, рамні і щелепні.

Для найменування основних рухомих робочих органів преса, що представляють собою рухому плиту тієї чи іншої геометрії для кріплення рухомої півформи, використовуються такі терміни: повзун - для пресів рамного типу; рухома поперечина - для пресів колонного типу.

У колонному пресі з верхнім розташуванням робочого гідроциліндра (Рис. 2.1а) верхня нерухома поперечина (архітрав) 3 і нижня нерухома поперечина (стіл) 10 з'єднані чотирма колонами 7, які є напрямними для рухомої поперечини (повзуна) 6. У верхній нерухомій поперечині 3 змонтовано робочий циліндр 1, а гідроциліндри зворотнього холостого ходу 8 закріплені в бічних припливах нижньої нерухомої поперечини 10. Штоки 5 гідроциліндрів холостого ходу 8 з'єднані з рухомою поперечиною 6. Такою конструкцією забезпечується силовий робочий хід і зворотний холостий хід рухомої поперечини при поперемінній подачі рідини в головний гідроциліндр чи циліндр 8 зворотнього холостого ходу. Виштовхування виробу з прес-форми здійснюється штоком гідроциліндра 9. Колонні преси забезпечують доступ до пресформи, однак мають малу жорсткість.

Цей недолік усувається в пресах рамної конструкції (Рис. 2.1б), що мають зварну раму 1, у верхній частині якої жорстко закріплений робочий двохходовий гідроциліндр 9 з поршнем 8. Робочий і зворотний ходи поршня 8 здійснюються за умови подачі робочої рідини в верхню або нижню порожнину головного гідроциліндра 9. Повзун 6 з закріпленою на ній плитою 7 для установки півформи рухається по напрямних 5 під дією сполученого з ним поршня 8 гідроциліндра 9. У нижній частині рами 1 розташований стіл 4 для кріплення півформи і виштовхуючий гідроциліндр 2. Для обмеження ходу плити 7 і штока поршня виштовхуючого гідроциліндра 2 служать кінцеві вимикачі 3.

Наряду з розглянутими типами пресів широко використовуються також преси челюсного типу або з нижнім розташуванням робочого циліндра. Перевагою пресів з нижнім розташуванням робочого циліндра є стійкість (так як центр ваги у них розташований досить низько), невеликі габарити фундаментів, простота конструкції і обслуговування. Ці преси використовують в тому випадку, якщо

застосовуються знімні форми і необхідні великі зусилля пресування. Повернення в робоче положення нижнього повзуна після пресування часто відбувається під дією власної ваги. Тоді як для пресування більшості виробів з термореактивних прес-матеріалів використовуються найчастіше преси колоної і рамної конструкції з верхнім розташуванням робочого циліндра, для пресування, наприклад шаруватих пластиків, проводять на пресах колоної конструкції з нижнім розташуванням робочого циліндра. Для формування і вулканізації гумових виробів найчастіше використовують преси з верхнім і нижнім робочими циліндрами зі станиною рамної або щелепної конструкції.

Гідравлічні преси можуть бути також класифіковані: за способом управління (з ручним, напівавтоматичним і автоматичним управлінням); за способом обігріву прес-форми (з електричним, паровим і індукційним обігрівом); за специфікою конструкції (одно- та багатоповерхові, карусельні, ротаційні і т. д.).

2.2. Базові параметри гідравлічних пресів та їх розрахунок.

Конструкція преса може бути охарактеризована за допомогою комплексу параметрів, що визначають його конструктивні розміри, швидкість переміщення робочих органів і величину реалізованого силового впливу на матеріал, що переробляється. Ці параметри утворюють технічну характеристику преса, а вибір їх при конструюванні пресового обладнання в кожному конкретному випадку може бути проведений на основі вивчення технологічних параметрів процесу пресування, що визначають формування якісного виробу.

Ефективне зусилля пресування P_e , що розвивається пресом для забезпечення створення в пресматеріалі, що заповнює порожнину форми, необхідного тиску пресування p_{π} визначається за формулою:

$$P_e = k_1 p_{\pi} S_1 \quad (2.2)$$

де k_1 - число гнізд в прес-формі; S_1 - площа проекції виробу на площину змикання форми.

Величина P_e пов'язана з номінальним зусиллям пресування P_n наступними співвідношеннями:

- для пресів з верхнім робочим гідроциліндром

$$P_n = P_e + T_y + G_n \quad (2.3)$$

для пресів з нижнім робочим гідроциліндром

$$P_n = P_e + T_y + G_n \quad (2.4)$$

де T_y - втрати на тертя в ущільненнях; G_n - вага рухомих деталей преса [головного плунжера, рухомої плити (поперечки), верхньої напівформи].

Втрати на тертя T_y в манжетних ущільненнях можуть бути оцінені таким чином:

$$T_y = \pi D_n h_c p_r f \quad (2.5)$$

де D_n - діаметр плунжера; h_c - висота зіткнення манжет з плунжером; p_r - тиск рідини в гідроциліндрі; f - коефіцієнт тертя манжет про плунжер (для шкіри 0,06-0,08, для гуми 0,01-0,02).

Для комплекту пружних прокладок поршневих кілець формула (2.5) може бути видозмінена як:

$$T_y = \pi b D_n f_1 (z p_k + p_r) \quad (2.6)$$

де b - ширина кільця; f_1 - коефіцієнт тертя фрикційної пари чавун - сталь ($f_1 = 0,15-0,25$); z - число кілець; p_k - тиск від сил пружності кільця (для гідравлічних пристроїв $p_k = 0,1-0,2$ МПа); p_r - тиск в гідросистемі.

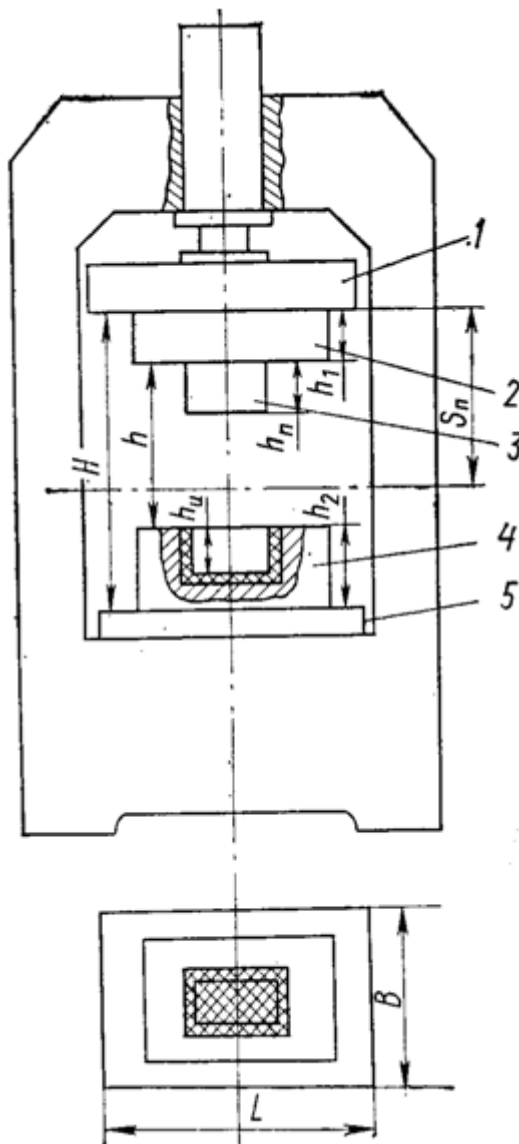
За аналогічною схемою може бути розраховане номінальне зусилля виштовхування виробів. Ефективне зусилля виштовхування виробів $P_{ве}$ може бути оцінено як зусилля, необхідне для подолання сил адгезії матеріалу до робочих (бічних) поверхонь матриці прес-форми:

$$P_{ве} = k_1 p_{ад} S_6 \quad (2.7)$$

де $p_{ад}$ - адгезійна міцність з'єднання реактопласту з металевою поверхнею після затвердіння (для фенопластів $p_{ад} = 0,1-0,4$ МПа); S_6 - бокова поверхня матриці прес-форми.

Конфігурація і геометричні розміри виробу і прес-форми впливають на вибір ряду параметрів технічної характеристики преса, таких як розміри робочого столу, хід повзуна, найбільша відстань між столом і повзуном.

Розміри робочого столу B і L вибираються згідно схеми геометричних параметрів преса Рис. 2.2 з таким розрахунком, щоб закріплена на ньому нижня півформа 4 не виходила за габарити столу 5.



1 — повзун; 2 — верхня півформа; 3- пуансон прес-форми;
4 — нижня півформи з матрицею; 5 — стіл преса.

Рис. 2.2.Схема геометричних параметрів технічної характеристики преса:

Хід повзуна S_{Π} визначається наступним співвідношеннями:

$$S_{\Pi} \geq h$$

$$h \geq h_{\Pi} + h_{\text{и}} \text{ або } h \geq h_{\Pi} + h_{\text{т}}$$
(2.8)

тут h_{Π} - висота пуансона; $h_{\text{и}}$ - висота виробу, рівна глибині матриці; $h_{\text{т}}$ - висота таблетки.

Умовою (2.8) забезпечується вільне знімання виробів і безперешкодне завантаження пресматеріалу (таблеток).

Найбільша відстань між столом і повзуном H визначається співвідношенням:

$$H \geq h_1 + h + h_2$$
(2.9)

тут h_1 і h_2 - висота верхньої і нижньої плит прес-форми відповідно.

Слід зазначити, що при виборі параметрів B , L , S_n , H слід орієнтуватися на весь можливий для даного преса асортимент виробів і різноманіття конструкцій пресформ для їх виготовлення.

Базові параметри гідропресів наведені в Таблиця 2.1

Таблиця 2.1

Параметри гідропресів

Найменування основних параметрів та розмірів	Норми									
Номінальне зусилля Рщ кН	100	160	250	400	630	1000	1600	2500	4000	6300
Хід повзуна, 5П, мм	320	320	450	450	450	560	630	710	800	
Найбільша відстань між столом та повзуном, Я, мм Розміри столу, мм	500	500	710	710	800	900	1000	1250	1400	1600
L	320	320	560	560	630	710	800	1120	1250	1400
B	250	250	500	500	560	630	710	1000	1120	1250
Номінальне зусилля нижнього виштовхувача, кН, щонайменше	20	31,5	50	80	125	200	315	500	630	1000
Хід нижнього виштовхувача, мм Швидкість холостого ходу повзуна, мм/с, не менше	100	100	160	160	160	200	250	360	360	450
вниз	100	100	200	200	200	200	200	200	100	100
вгору	100	100	70	70	70	70	70	60	50	40
Швидкість робочого ходу регульована повзуна, мм/с										
найбільша	10	10	50	50	50	50	50	50	4	2,5
найменша	2	2	1	1	1	1	1	1	-	-
Швидкість робочого ходу нижнього виштовхувача регульована, мм/с										
найбільша	-	-	100	100	100	100	100	100	100	15
найменша	-	-	5	5	5	5	5	5	5	-
Питома матеріаломісткість (без засобів автоматизації), кг/(кН-м3), трохи більше	800	500	100	63	36	20	11	6	3,6	4,2
Питома енергоємність, кВт/(кН-м2/хв), трохи більше	0,12	0,09	0,09	0,06	0,05	0,05	0,04	-0,03	0^03_	0,04

2.3 Циклограма роботи та продуктивність преса

Формування виробів методом пресування відбувається при певних значеннях тиску і температури матеріалу, а також часу пресування. Ці технологічні характеристики визначають перебіг різних стадій циклу пресування, а також якісні показники готових виробів.

Циклограма роботи гідропреса та її опис показано на Рис. 2.3.

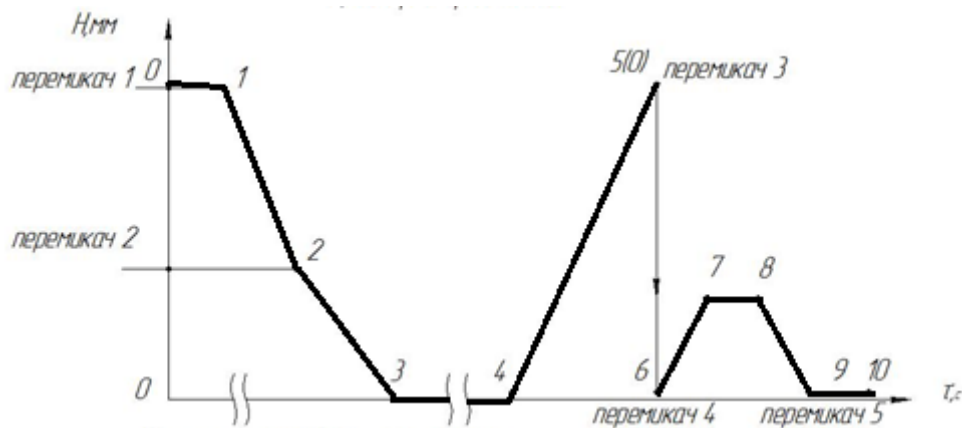


Рис. 2.3. Циклограма роботи гідропреса

0–1 опускання рухомої плити внаслідок втрат робочої рідини;

1–2 опускання в процесі робочого ходу;

2–3 опресування заготовки;

3–4 витримка під тиском;

4–5 підйом рухомої плити;

6–7 виштовхування виробу;

7–8 розвантаження;

8–9 опускання виштовхувача;

9–10 завантаження наступної порції пресматеріалу.

Час циклу виготовлення виробів методом прямого пресування в узагальненому вигляді:

$$\tau_{\text{ц}} = \tau_{\text{з}} + \tau_{\text{оп}} + \tau_{\text{пр}} + \tau_{\text{під}} + \tau_{\text{р}} \quad (2.10)$$

де $\tau_{\text{з}}$ — час завантаження сировини;

$\tau_{\text{оп}}$ — час опускання рухомої плити;

$\tau_{\text{пр}}$ – час пресування;

$\tau_{\text{під}}$ – час підйому рухомої плити;

$\tau_{\text{р}}$ – час розвантаження готового виробу.

Час опускання рухомої плити складається з тривалостей окремих операцій:

$$\tau_{\text{оп}} = \sum_1^n \tau_i + \tau_n + \tau_H + \tau_e \quad (2.11)$$

де $\sum_1^n \tau_i$ – час, необхідний для спрацьовування гідравлічних та електрогідравлічних механізмів, які забезпечують змикання форми, с;

τ_n – час, необхідний для переміщення поршня гідроциліндра змикання, с;

τ_H – тривалість періоду наростання тиску в гідроциліндрі до заданого, с;

τ_e – час, необхідний для спрацьовування електрокомандних механізмів, с.

Час спрацьовування електрогідравлічних розподільникових золотників

(входить у $\sum_1^n \tau_i$) складається, у свою чергу, з наступних елементів:

$$\tau_3 = \tau_{31} + \tau_{32} + \tau_{33}; \quad (2.12)$$

тут τ_{31} – час, необхідний для переміщення якоря електромагніту золотника в с

(τ_{31} складає 0,03 - 0,05 сек для змінного струму, 0,06-0,07 с для постійного струму;

$\tau_{3 \text{ min}} = 0,01 \text{ с}$);

τ_{32} – час, необхідний для переміщення розподільчого золотника в початковий момент в с ($\tau_{32} \approx 0.05 \tau_{33} \approx 0.01 \text{ с}$);

τ_{33} – час, що потрібне на переміщення розподільного золотника з постійною швидкістю, с (орієнтовно τ_{33} становить 0,06-0,18 с).

Час, необхідний для переміщення поршня гідроциліндра, визначається об'ємом циліндра та продуктивністю насоса:

$$\tau_n = \frac{V}{Q_n}, \text{ с} \quad (2.13)$$

Тривалість періоду наростання тиску до заданої величини залежить від розмірів циліндра та параметрів насоса:

$$\tau_H = \frac{2k}{Q_n} \left[p_k - p_p - \sqrt{(p_k - p_d)(p_k - p_p)} \right], \text{ с} \quad (2.14)$$

де $k = \frac{V_M}{E_M}$ [V_M – стисливий об'єм масла в м^3 , $E_M = (1,4 \div 1,75)10^3 \text{ МПа}$ – модуль пружності масла];

Q_n – продуктивність насоса при робочому тиску $\text{м}^3/\text{с}$;

p_n – тиск налаштування запобіжного клапана в МПа;

p_p - робочий тиск у мПа;

p_∂ - тиск налаштування реле тиску в мПа.

Час спрацювання електрокомандних механізмів:

$$\tau_e = \sum_1^n (\tau_1 + \tau_{1д}) \tau_{ei}, \text{ с} \quad (2.15)$$

тут τ_{ei} - складові часу (практично можна для одного механізму прийняти $\tau_{ei} = 0,05 \div 0,1 \text{ с}$); кількість складових залежить від конструкції електросхеми машини.

Час, необхідний для спрацювання механізмів для проміжних реле $0,03 \text{ с}$, для контактних пристроїв - до $0,1 \text{ с}$.

Для наближеного розрахунку часу циклу преса можна скористатися наступним співвідношенням

$$\tau_{ц} = \sum_1^n (\tau_1 + \tau_{1д}) + \sum_1^n (\tau_2 + \tau_{2д}), \quad (2.16)$$

де $\tau_1 = \frac{V_1}{Q_1}$ - час, що враховує переміщення поршнів гідроциліндрів без гальмування (V_1 - повний об'єм циліндрів, що працюють без гальмування в м^3 , Q_1 - продуктивність насоса в $\text{м}^3/\text{с}$);

$\tau_{1д}$ - додаткові складові часу, що враховують спрацювання електро- і гідрокомандних механізмів, а також тривалість періоду наростання тиску (зазвичай $\tau_{1д} = 0,8 \div 1 \text{ с}$);

τ_2 - час, необхідний для переміщення поршнів гідроциліндрів з гальмуванням, с;

$\tau_{2д}$ - додаткові складові часу, що враховують спрацювання електро-і гідрокомандних механізмів та гальмування (зазвичай $\tau_{2д} = 0,8 \div 1,2 \text{ с}$);

Час переміщення поршнів гідроциліндра з гальмуванням

$$\tau_2 = \frac{V_2 - V_3}{Q_1} \text{ с} \quad (2.17)$$

де V_2 - повний об'єм циліндрів, що працюють з гальмуванням, м^3 ;

$V_3 = Sl \text{ м}^3$ (тут S - площа перерізу поршня в м^2 , а l - шлях гальмування поршня в м).

Продуктивність преса визначається як машини періодичної дії виходячи з кількості одночасно одержуваних виробів і тривалості циклу:

$$\Pi = \frac{zn}{\tau_{\text{ц}}}, \text{ шт/г} \quad (2.18)$$

де z - кількість поверхонь форм;

n - кількість виробів на поверхні;

$\tau_{\text{ц}}$ - тривалість циклу, г.

Конструкції преса та його приводу впливають на його швидкохідність. Для розрахунку швидкохідності необхідно підсумовувати тривалість усіх операцій та визначити сумарну тривалість холостого циклу, значення якої не повинно перевищувати її значення, розрахованого на підставі техніко-економічних передумов. Не слід надмірно зменшувати час холостого ходу, тому що при високій швидкохідності конструкція подорожчає, стає менш надійною в роботі та потребує постійного переналагодження.

2.4. Конструкція та розрахунок вузлів і деталей преса.

2.4.1. Станини.

Станина служить для фіксації в заданих положеннях всіх механізмів преса і є ланкою, що замикає, що сприймає номінальне зусилля, що виникає при його роботі. Станина повинна бути достатньо міцною і жорсткою, щоб забезпечити необхідну точність взаємного розташування механізмів преса та відносного положення інструменту та об'єкта, що обробляється при динамічних навантаженнях, що супроводжують роботу преса.

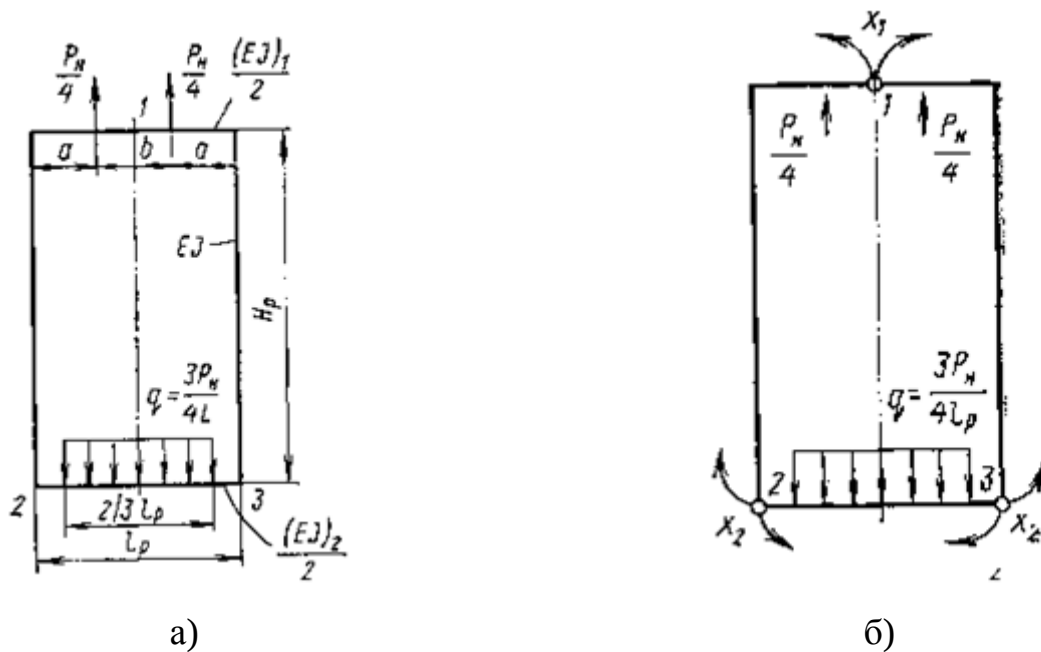
З усього різноманіття конструкцій пресового обладнання найбільш уживаними є два типи станин: колонні та рамні.

Станина колонного типу (Рис. 2.4а) є дві нерухомі поперечини (верхня і нижня), що з'єднуються колонами. Колон найчастіше буває дві чи чотири. Колони служать напрямними для рухомої поперечини.

Станина рамного типу відливається цільними або зварюється із листів, вирізаних у вигляді рами (Рис. 2.4б). На стійках рами розміщуються регульовані напрямні для повзуна. Площина напрямних перпендикулярна площині столу преса. Число стійок преса (одна, дві або більше) вибирається виходячи з призначення

преса, конструкції пресформи, необхідних габаритів преса, тощо. Технологічно станини виконуються литими (чавунними або сталевими), зварними, зварено-литими або збірними, що складаються з литих або зварених деталей. Застосовувані матеріали: чавунне лиття СЧ 24-44; сталеве лиття 35Л, 45Л; листовий прокат (для зварних конструкцій) із сталі марки Ст. 3.

Розрахункова схема станини гідропреса представлена на Рис. 2.4.



а — схема навантаження; б — схема врізання шарнірів

Рис. 2.4. Розрахункова схема станини гідропреса

Розрахунок на міцність станини одноциліндрового преса проводиться за наступних припущень.

1. Станина є замкненою статично невизначеною плоскою рамою, навантаженою прикладеними силами і моментами.
2. Колони мають жорстке кріплення у верхній та нижній поперечках.
3. Номінальне зусилля пресування P_N від циліндра, що має фланцеве кріплення до верхньої поперечки, передається у вигляді пари сил $P_N/4$, що прикладаються в центрах тяжіння кожного з напівфланців.
(У разі опори циліндра на дно зусилля P_N вважатимуться зосередженим чи рівномірно розподіленим).
4. Зусилля на нижню поперечину передається у вигляді рівномірно розподіленого навантаження по довжині, що дорівнює $2/3$ відстані між

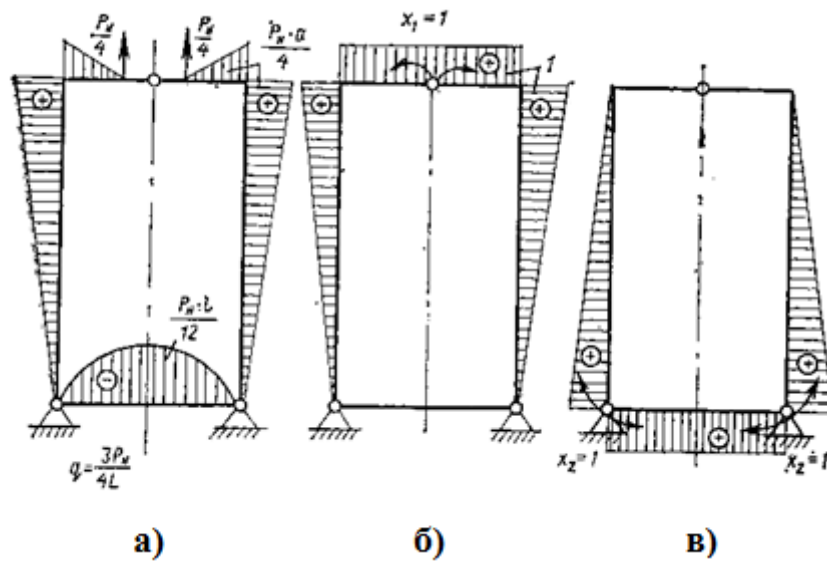
центрами колон.

5. Верхня та нижня поперечки замінюються брусами з постійним моментом інерції за їх довжиною.

З метою розкриття статичної невизначеності розрахункової системи станини (Рис. 2.4а) до неї врзаються шарніри 1, 2 і 3 (Рис. 2.4б).

Для вирішення використовується метод сил; проводимо визначення моментів x_1 і x_2 у шарнірах (Рис. 2.4б).

Для цього необхідно побудувати епюри згинальних моментів від зовнішнього навантаження $P_H/4$ та від моментів x_1 і x_2 Рис. 2.5.



а - від зовнішнього навантаження; б - від моменту x_1 ; в - від моменту x_2 .

Рис. 2.5.Епюри згинальних моментів:

Далі за правилом Верещагіна визначаємо коефіцієнти канонічних рівнянь:

$$\begin{aligned} \delta_{11} &= \frac{H_p}{EI} \left(\frac{2}{3} + 2k_1 \frac{l_p}{H_p} \right); \quad \delta_{11} = \delta_{21} = \frac{H_p}{3EI} \\ \delta_{22} &= \frac{H_p}{EI} \left(\frac{2}{3} + 2k_2 \frac{l_p}{H_p} \right) \\ \delta_{1p} &= \frac{1}{2EI} \left(\frac{P_H a H_p}{3} + k_1 P_H a_2 \right) \\ \delta_{1p} &= \frac{1}{2EI} \left(\frac{P_H a H_p}{3} + k_1 P_H a_2 \right) \end{aligned} \quad (2.19)$$

де H_p, l_p - висота і ширина рами; EI - жорсткість колони (стійки) при згинанні; $k_1 = EI/(EI)_1, k_2 = EI/(EI)_2$; $(EI)_1$ та $(EI)_2$ — жорсткість верхньої та нижньої поперечок при згині відповідно.

Отримуємо систему канонічних рівнянь:

$$x_1 \delta_{11} + x_2 \delta_{12} = -\delta_{1p}$$

$$x_1 \delta_{21} + x_2 \delta_{22} = -\delta_{2p}$$

Звідки

$$\begin{aligned} x_1 &= \frac{\delta_{2p} \delta_{12} - \delta_{1p} \delta_{22}}{\delta_{11} \delta_{22} - \delta_{12}^2} \\ x_2 &= \frac{\delta_{1p} \delta_{12} - \delta_{2p} \delta_{22}}{\delta_{11} \delta_{22} - \delta_{12}^2} \end{aligned} \quad (2.20)$$

Після підстановки (123) у (124) отримуємо:

$$\begin{aligned} x_1 &= -\frac{P_H}{2H_p} \frac{2k_1 a^2 \left(1 + 3k_2 \frac{l_p}{H_p}\right) + \frac{2}{9} k_2 l_p^2}{1 + 4(k_1 + k_2) \frac{l_p}{H_p} + 12k_1 k_2 \frac{l_p^2}{H_p^2}} \\ x_2 &= -\frac{P_H}{2H_p} \frac{k_1 a(a - l_p) + \frac{4}{9} k_2 l_p^2 \left(1 + 3k_1 \frac{l_p}{H_p}\right)}{1 + 4(k_1 + k_2) \frac{l_p}{H_p} + 12k_1 k_2 \frac{l_p^2}{H_p^2}} \end{aligned} \quad (2.21)$$

Враховуючи, що жорсткість поперечок може бути прийнята за нескінченно більшу величину, визначаємо x_1 і x_2 при $k_1 = k_2 = 0$:

$$x_1 = -\frac{P_H a}{4}; \quad x_2 = 0$$

Слід мати на увазі, що наведений розрахунок застосовується для випадку, коли є значний зазор між напрямними і повзуном (рухомою поперечиною).

Далі визначаємо напруження, що виникають у поперечинах під дією згинального моменту:

$$\sigma = M_{max} c_T \left| \sum l_x \right| \quad (2.22)$$

де M_{max} - максимальне значення згинального моменту, що визначається за сумарною епюрі моментів, що діють на станину; c_T - координата центру тяжкості

перерізу; $\sum l_x$ - момент інерції перерізу станини щодо осі $x - x$, що проходить через центр тяжкості поперечки.

Для визначення центру тяжкості та моменту йнерції небезпечного перерізу його розбивають на ряд прямокутників із центрами тяжіння, що знаходяться на перетині їх діагоналей. Центр тяжкості наведеного еквівалентного перерізу визначають за формулою:

$$c_T = \frac{a_1 b_1 c_1 + a_2 b_2 c_2 + \dots + a_i b_i c_i}{a_1 b_1 + a_2 b_2 + \dots + a_i b_i} \quad (2.23)$$

де $a_1, a_2, \dots, a_i$ - ширина прямокутників; $b_1, b_2, \dots, b_i$ - висота прямокутників; $c_1, c_2, \dots, c_i$ - відстань від центрів тяжіння прямокутників до осі $x - x$.

Момент інерції прямокутника щодо горизонтальної вісі, що проходить через його центр тяжіння, дорівнює:

$$l_x = a_i b_i^3 / 12 \quad (2.24)$$

Момент інерції кожного i -того прямокутника щодо вісі, що проходить через центр тяжкості наведеного перерізу, становить:

$$l_{xi}^* = l_{xi} + F_i^2 S_{ci} \quad (2.25)$$

де F_i - площа прямокутника; S_{ci} - відстань між центрами тяжкості прямокутника і наведеного перерізу по осі, перпендикулярної вісі x (якщо вони не збігаються).

Тоді момент інерції перерізу станини щодо вісі $x - x$ складе:

$$\sum l_x^* = l_{x1}^* + l_{x1}^* + \dots + l_{xi}^* \quad (2.26)$$

Колони преса жорстко пов'язують верхню та нижню поперечки і, крім того, є напрямними для повзуна. Для забезпечення необхідної жорсткості рами під час монтажу проводиться затягування колон гайками в поперечинах зусиллям, що перевищує зусилля, що сприймається колоною від номінального зусилля, що P_H розвивається пресом. У зв'язку з цим розрахунок діаметра колони у її найбільш небезпечному перерізі колони (діаметр різьблення) проводять за формулою:

$$d_k = \sqrt{4P_1 / (\pi[\sigma])} \quad (2.27)$$

Де $P_1 = k_{зт}(P_H/n)$; $k_{зт}$ - коефіцієнт, що враховує попередню затяжку колон ($k_{зт} = 1,2$); n - число колон; $[\sigma]$ - напруження, що допускаються в колонах (для Ст.5 або низьколегованих сталей $[\sigma] = 40 \div 80$ МПа).

Колони пресів зазвичай виготовляють з кроком різьби $t_{pk} \approx 0.01 d_k$.

Розмір гайок для колони вибирається з наступних співвідношень: висота зовнішній діаметр $D_r = 1.5d_k$;

Вибраний діаметр D_r повинен бути перевірений у розрахунку на зминання по опорній поверхні від зусилля P_1 . Різьблення колон, розраховують на зминання та вигин витків.

Рухомі поперечини (плити) та повзуни виготовляються литими або звареними із сталі. Перерізи поперечин виконують коробчастим або балочним з великою кількістю ребер, що перешкоджають виникненню місцевих напруг.

Розрахунок рухомої поперечини (або повзуна) аналогічний розрахунку поперечин рами. При цьому передбачається, що плита укріплена в напрямних і навантажена по діаметру плунжера розподіленим навантаженням від P_n . Розрахунок проводиться аналогічно розрахунку на вигин балки, закріпленої у двох опорах.

2.4.2. Гідроциліндри.

Конструкція гідроциліндра вибирається з урахуванням конструктивної схеми пресу, робочого тиску рідини, необхідного зусилля пресування, умов роботи. Розрізняють гідроциліндри на поршневі, плунжерні, проті і диференціальні Рис. 2.6. У поршневих гідроциліндрах (Рис. 2.6а) енергія рідини, що рухається, перетворюється в механічну енергію рухомого поршня зі штоком. У плунжерних гідроциліндрах (Рис. 2.6б) діаметр поршня D_n більший за діаметр штока $d_{ш}$; поршень сполучається з внутрішньою поверхнею циліндра за посадковим розміром. Плунжер має по всій довжині однаковий діаметр $D_{пл}$, менший внутрішнього діаметра циліндра D_v , і сполучається лише з сальниковим ущільненням у кришці; при цьому відпадає необхідність у точній обробці внутрішньої поверхні циліндра.

Циліндри поділяються також за принципом дії на прості (Рис. 2.6а) та диференціальні (Рис. 2.6в). У перших поршень має однакові швидкості прямого та зворотного ходу так як забезпечені двостороннім штоком. Поршневі циліндри розвивають різні зусилля і швидкості при прямому і зворотному ходах.

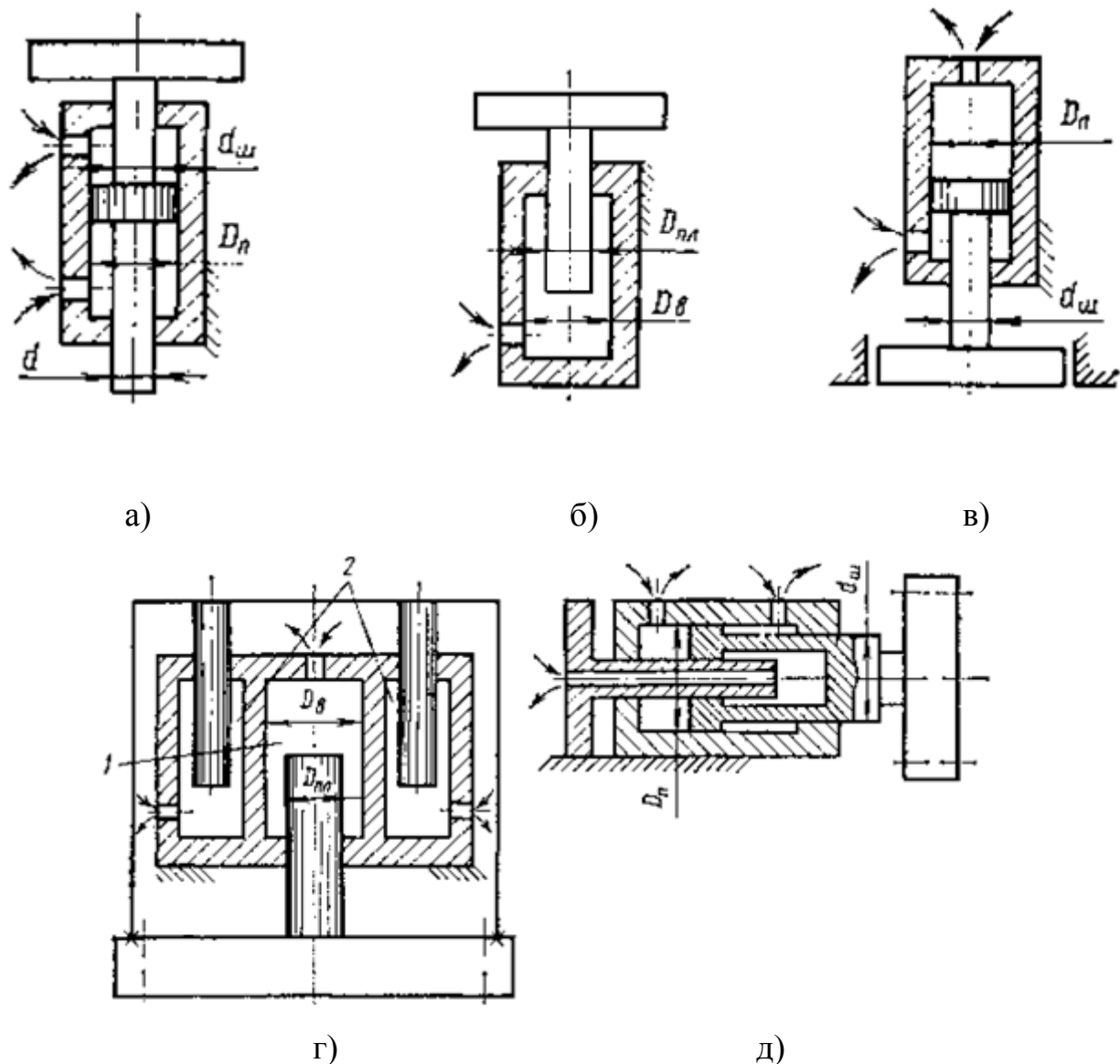


Рис. 2.6.Схеми гідроциліндрів пресів. Пояснення у тексті.

З метою реалізації зворотного ходу на плунжерах гідроциліндрів крім основного циліндра 1 встановлюють додаткові циліндри 2, які називають поворотними (Рис. 2.6г). Іноді знаходять застосування ступінчасті циліндри (Рис. 2.6д), в яких реалізується кілька швидкостей за рахунок комбінації диференціальних поршнів з плунжерами.

Конструкція вузла гідроциліндра поршневого типу Рис. 2.7 складається з корпусу I, кришки 1, поршня 7 з кришками 5 і штоком 9 і прямою втулкою 12, ущільнень 6 і 8 і ґрундбукси 13. Кришка скріплюється з корпусом за допомогою розрізного кільця 2, паз корпусу та опорної п'яти 3. Поршень закріплюється на штоку гайкою 4. Циліндр з'єднується зі станиною різьбовим кільцем 10.

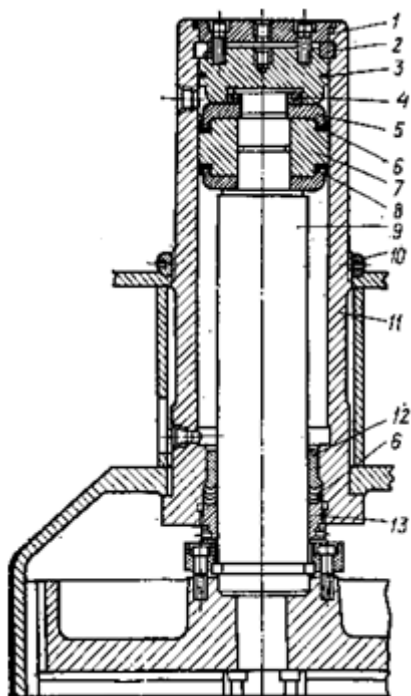
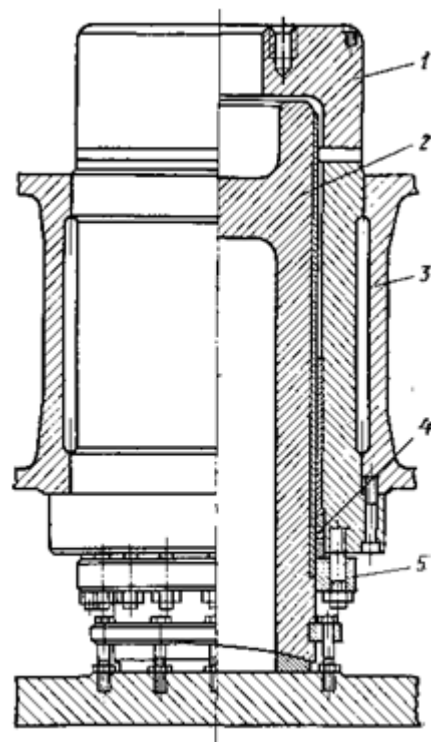


Рис. 2.7.Вузол головного циліндра поршневого типу:

1 - кришка циліндра; 2 - розрізне кільце; 3 - опорна п'ята; 4 - гайка; 5 - кришка поршня; 6, 8 - ущільнення; 7 - поршень; 9 - шток; 10 - різьбове кільце; 11 - корпус циліндра; 12 - напрямна втулка; 13 - ґрундбукса.



Мал. 2.8.Вузол головного циліндра плунжерного типу:

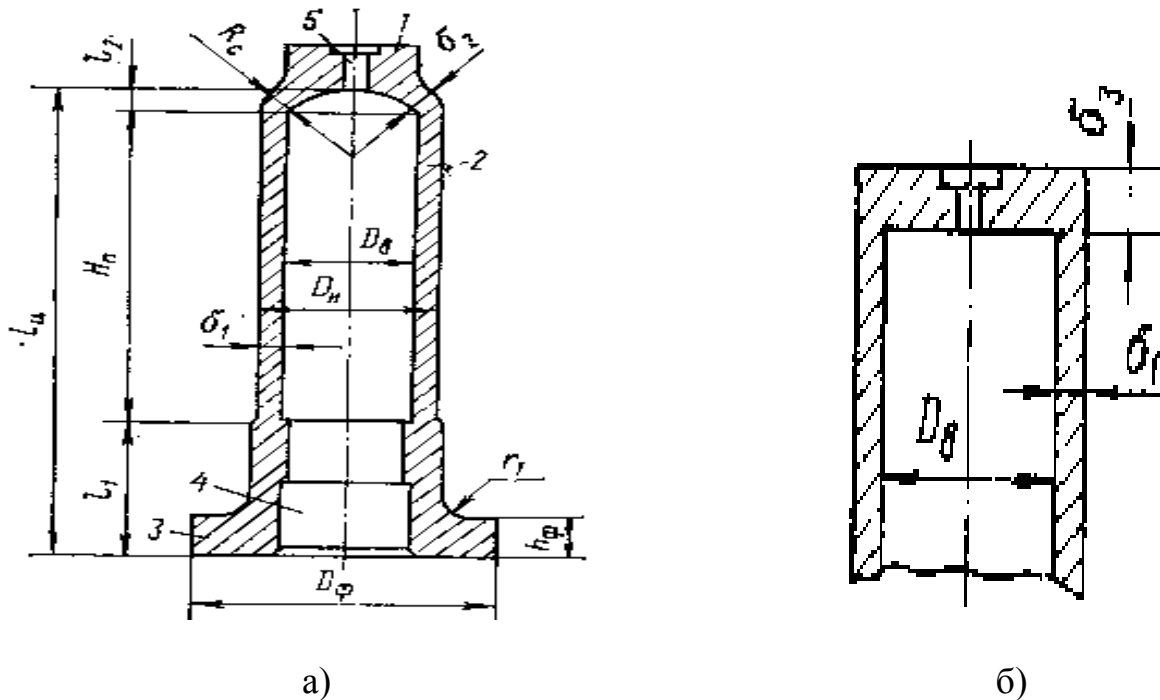
1 - Циліндр; 2 - плунжер; 3 - станина; 4 - ущільнення; 5 - ґрундбукса.

Вузол гідроциліндра плунжерного типу Мал. 2.8 складається з циліндра 1, укріпленого на станині 3, плунжера 2, ущільнення 4 з ґрундбуксою 5. З'єднання плунжера з рухомою плитою (повзуном, поперечкою) здійснюється за допомогою ґрундбукси.

Гідроциліндр є найбільш навантаженим і відповідальним вузлом прес. Він у значній мірі визначає експлуатаційні якості гідропреса. Корпус гідроциліндра виконують найчастіше з сталі 35. Для робочих тисків до 20 МПа використовують литі циліндри. Широко застосовуються циліндри, отримані механічною обробкою із поковок. Трудомісткість виготовлення гідроциліндра зменшується при використанні циліндрів з приварним днищем.

Плунжер Рис. 2.9 гідроциліндра плунжерного типу складається з наступних основних елементів: днища 1, циліндричної частини 2, опорного фланця 3,

розточування 4 під напрямну втулку і ущільнення. У днищі є отвір 5 з проточною для кріплення трубопроводу робочої рідини. Дно може бути виготовлене окремо і може кріпитися до циліндра на різьбленні, болтах, за допомогою кільцевої шпонки. Внутрішня поверхня циліндра виготовляється по 2-3 класах точності при шорсткості поверхні по 7-9 класах.



1 - днище; 2 - циліндрична частина; 3 - опорний фланець; 4 - розточення під ущільнюючу втулку і ущільнення; 5 - отвір для кріплення трубопроводу.

Рис. 2.9.Схема корпусу гідроциліндра з сферичним (а) та з плоским (б) днищем

Технічна характеристика гідроциліндрів включає найменування та тип циліндра, призначення та умови застосування, рекомендовані види робочої рідини, габаритні та приєднувальні розміри та ряд інших параметрів. Вибирати діаметри циліндрів, поршнів, плунжерів, штоків, хід плунжера та ряди номінальних тисків, на які можуть бути розраховані гідроциліндри згідно ДСТУ. Встановлений наступний ряд внутрішніх діаметрів гідроциліндрів: 10, 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50, 60, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500, 800, 1000 мм та діаметрів штоків: 4, 5, 6, 8, 10, 12, 16, 20, 25; 32, 40, 50, 60, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500, 630, 600 мм.

При проектуванні гідроциліндра вихідними даними є: номінальне пресове зусилля P_n , тиск робочої рідини p , допустама напруга на розтяг $[\sigma]$ для металу, з якого виготовляється гідроциліндр. За формулою (2.30) визначається діаметр плунжера (поршня), значення якого округляється до найближчого більшого за

ДСТУ. Залежно від конструктивних різновидностей гідроциліндра, наявності в ньому плунжера або поршня з цього ж ДСТУ.у знаходиться внутрішній діаметр циліндра D_B , діаметр штока $d_{ш}$ і хід плунжера $H_{п}$.

Зовнішній діаметр D_H гідроциліндра визначається із співвідношення, отриманого з теорії розрахунку товстостінних циліндрів, що працюють під внутрішнім надлишковим тиском:

$$R_H/R_B \geq 1,5$$

де R_H і R_B — зовнішній та внутрішній радіуси циліндра.

У стінках циліндра, що спирається на фланець Рис. 2.9, при роботі виникають радіальні σ_r , тангенціальні σ_z і осьові напруги. Напруги σ_r , σ_t , σ_z можуть бути визначені за формулами Ляме:

$$\begin{aligned}\sigma_r &= \frac{p_r R_B^2}{R_H^2 - R_B^2} \left(1 - \frac{R_H^2}{r^2} \right) \\ \sigma_t &= \frac{p_r R_B^2}{R_H^2 - R_B^2} \left(1 + \frac{R_H^2}{r^2} \right) \\ \sigma_z &= p_r R_B^2 / (R_H^2 - R_B^2)\end{aligned}\tag{2.28}$$

Напруження σ_z та σ_t мають максимальне значення на внутрішній стінці циліндра при $r = R_B$. Відповідно до енергетичної теорії міцності еквівалентне напруження знаходимо за формулою:

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_r - \sigma_t)^2 + (\sigma_t - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_r)^2]} \leq [\sigma]\tag{2.29}$$

Отримавши з (132) максимальні значення σ_z , σ_r , σ_t ; при $r = R_B$ і підставивши їх у (133), отримаємо формулу для розрахунку D_H сталевих циліндрів:

$$D_H = D_B \sqrt{\frac{[\sigma]}{[\sigma] - 1,73p_r}}\tag{2.30}$$

Товщина стінки δ_1 циліндра може бути визначена наступним чином:

$$\delta_1 = \frac{1}{2} D_H \left(\sqrt{\frac{[\sigma]}{[\sigma] - 1,73p_r}} - 1 + c_{п} \right)\tag{2.31}$$

де $c_{п}$ - припуск на проточку при ремонті циліндра; часто $c_{п} = 0$.

При розрахунку циліндра, що кріпиться не на фланці, а з опорою на дно, враховують, що при цьому $\sigma_z = 0$ і формула (135) видозмінюється:

$$D_H = D_B \sqrt{\frac{[\sigma]^2 p_r \sqrt{[\sigma]^2 - 3p_r}}{[\sigma]^2 - 3p_r}} \quad (2.32)$$

Марка сталі для виготовлення циліндра вибирається з урахуванням робочого тиску в гідросистемі преса, технології виготовлення та конструкції циліндра. Для кованих циліндрів коефіцієнт запасу міцності приймається в межах $n = 2,7 \div 2,9$, для литих $n = 3 \div 3,5$ по відношенню до межі плинності.

Сферичні днища гідроциліндра мають товщину $\delta_2 = (1 \div 1,3) \delta_1$ з радіусом сфери $R_c = (1 \div 1,2) R_B$. Товщина плоского днища δ_3 може бути розрахована за формулою:

$$\delta_3 = \sqrt{p_r R_B^2 / (\psi [\sigma])} \quad (2.33)$$

де ψ - коефіцієнт, що враховує ослаблення днища отвором для підведення рідини ($\psi = 0,7 \div 0,8$).

Глибина циліндра $L_{ц}$ може бути визначена за формулою:

$$L_{ц} = H_{п} + l_1 + l_2 \quad (2.34)$$

де $H_{п}$ - хід поршня; l_1 - довжина проточок під напрямну втулку і ущільнення; l_2 - глибина сферичної частини днища.

Перехідну частину циліндра до фланця виконують із скругленням радіусом $r_1 = (0,15 \div 0,2) \delta_1$. Зовнішній діаметр фланця D_{ϕ} може бути визначений за наступною формулою, отриманою з умови досягнення напруги, що допускається з умов змінання опорних поверхонь фланця:

$$D_{\phi} = \sqrt{\frac{4P_H + [\sigma_{см}] D_H^2 \pi}{\pi [\sigma_{см}]}} \quad (2.35)$$

де $[\sigma_{см}]$ - допустима напруга змінання, що дорівнює 80-100 МПа.

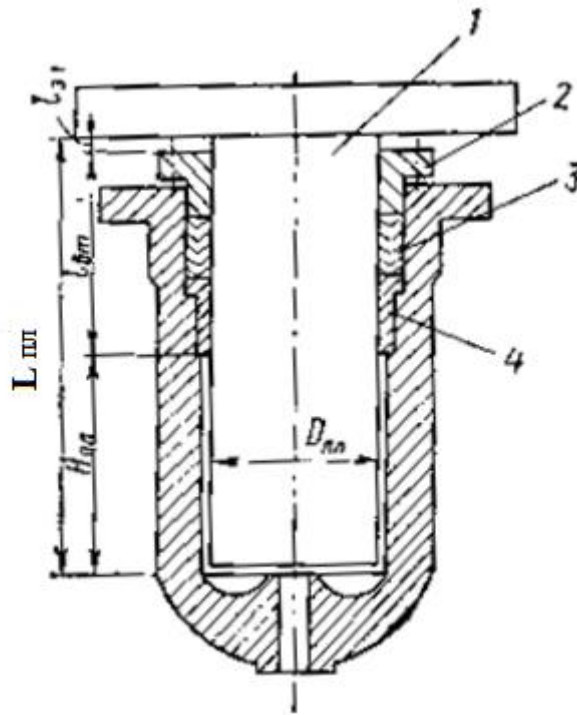
Висота фланця залежить від товщини стінки циліндра і повинна прийматися рівною:

$$h_1 \approx 1,5(R_H - R_B) \quad (2.36)$$

Плунжери малого діаметра (до 200-250 мм) виконуються суцільними з вуглецевої або хромо-молібденової сталі. Плунжери великого діаметру рис. 61 часто

виготовляються пустотілими з порожниною наверхнютою убік циліндра. При цьому заглушка на отвір порожнини не ставиться, щоб сторонні включення, що потрапляють у гідроциліндр із робочою рідиною осідали на дно порожнини, а не потрапляли на його робочу поверхність, викликаючи абразивний знос.

Плунжери 1 Рис. 2.10 зазвичай виготовляють кованими або литими з подальшою обробкою робочої поверхні до шорсткості не нижче 9 класу з подальшим хромуванням. Твердість робочої поверхні має досягати HRC 35-40.



1 - плунжер; 2 - ґрундбукса; 3 - ущільнення; 4 - напрямна втулка.

Рис. 2.10.Схема плунжера з ущільненням

Довжина плунжера $L_{пл}$ може бути обчислена за формулою:

$$L_{пл} = H_{пл} + l_{вт} + l_{зп} \quad (2.37)$$

де $H_{пл}$ - хід плунжера; $l_{вт}$ - довжина напрямної втулки, ущільнення, ґрундбуksi; $l_{зп}$ - зазор між рухомою поперечкою і ґрундбуксою при опорі плунжера на днище циліндра ($l_{зп} \approx 5 \div 15\text{мм}$).

Направляюча втулка виготовляється з бронзи, чавуну, металополімерів та інших антифрикційних матеріалів. служить для забезпечення контакту між поверхнями, що труться, плунжера і гідроциліндра.

2.4.3. Ущільнення рухомих та нерухомих з'єднань

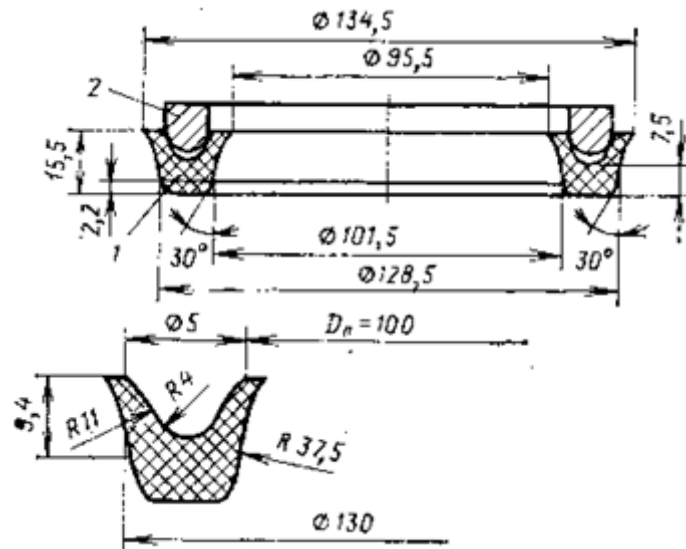
Ущільнення служать для запобігання проникненню робочої рідини, що знаходиться під тиском, з однієї суміжної порожнини в іншу і для захисту гідравлічної системи або окремих її деталей від впливу навколишнього середовища. У пресовому устаткуванні використовуються різні типи ущільнень: для рухомих та нерухомих деталей, роз'ємні та нероз'ємні. Ущільнення повинно відповідати наступним вимогам: забезпечувати необхідну герметичність при довготривалій експлуатації, не викликати зносу металевих поверхонь, що труться, мати стійкість до впливу підвищених температур, бути інертним по відношенню до металу сполучених деталей і робочих рідин.

Ущільнення рухомих з'єднань у пресовому устаткуванні розташовуються в місцях сполучення гідроциліндрів з деталями, що здійснюють рух. Найбільш поширені ущільнення рухомих з'єднань — манжетні, у вигляді пружних кілець ущільнювачів, сальникових ущільнень, які забезпечують надійну герметизацію за рахунок безпосереднього контакту з рухомою поверхнею, наприклад плунжерів, тощо.

Манжетні ущільнення Рис 2.11 відносяться до типу самоущільнюючихся під дією тиску робочої рідини, що знаходиться в гідроциліндрі. Робоча рідина розклинає манжету і притискає її борт до поверхні, що ущільнюється.

Профілі перерізу цих ущільнень різні: кутові, U-подібні, V-подібні (шевронні). Розміри та форми профілів ущільнень регламентовані. Манжети виготовляють із прогумованих та графітізованих тканин, маслостійких гум, полівінілхлоридних пластикатів. Шкіра рослинного і хромового дублення малоефективна як матеріал ущільнень для пресів, оскільки вона руйнується від контакту з робочими рідинами - мінеральними маслами.

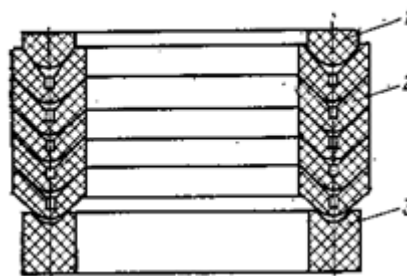
До найбільш уживаних ущільнень належать однорядні U-подібні манжети і багаторядні манжети шевронного типу. Вони виготовляються методом гарячого пресування чи лиття під тиском. Однорядні манжети (Рис 2.11) мають плоскі днища та борти трикутної форми. Ущільнення здійснюється за рахунок притискання вершин трикутників («вусів») до ущільнюваної рухомої поверхні. Попереднє притискання «вуса» манжети 1 до поверхні відбувається за рахунок натискного кільця-вкладиша 2. На Рис 2.11 показані розміри манжет для $D_{пл} = 100$ мм.



1 - манжета; 2 - вкладиш.

Рис 2.11. Манжета комірцева

Багаторядні шевронні манжети Рис. 2.12 викоуються для набивання сальниківштоків (плунжерів). Комплект складається з одного натискання ного кільця 1, декількох шевронних кілець 2 і опорного кільця 3. Ці ущільнення виготовляють з бавовняної тканини, покритої з двох сторін гумовою сумішшю з додаванням графіту. Термін служби їх втричі більший за термін служби манжет, виготовлених заслостійкої гуми або з поливинілхлориду. Число шевронних кілець у пакеті (від 3 до 10) визбирається залежно від тиску робочої рідини та діаметра плунжера. Кутові манжети знаходять застосування в поршневих системах, що працюють з тривалими перервами.



1 - натискне кільце; 2 - шевронне кільце; 3 - опорне кільце.

Рис. 2.12.Манжети шевронні

Схема установки шевронних манжетних ущільнень показана на Рис. 2.13

У деяких випадках, наприклад, якщо є можливість легко вийняти плунжер з циліндра, доцільно використовувати заставні однорядні манжети рис. 64, що використовуються без натискних і опорних кілець. Для встановлення цієї манжети в тілі циліндра роблять проточку, в яку запресовують манжету. Манжета утримується за рахунок пружної деформації гумового кільця, що знаходиться між зовнішнім і внутрішнім бортами манжети.

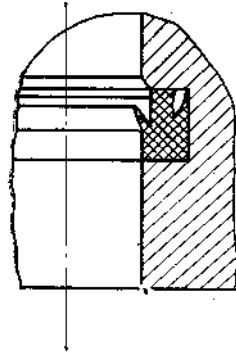
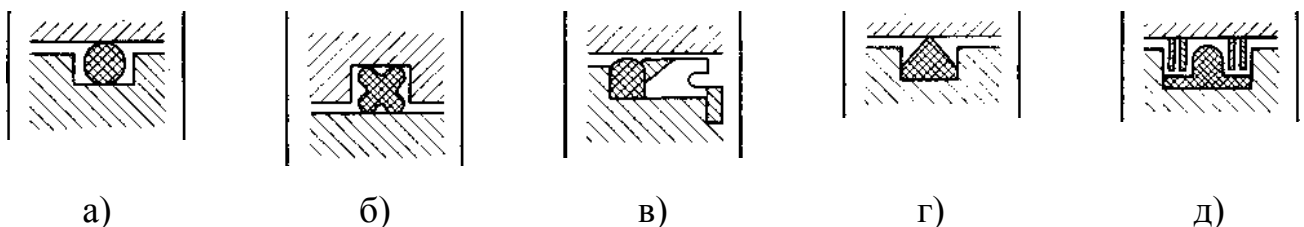


Рис. 2.13.Манжета заставна.

Пружні ущільнювальні гумові кільця застосовуються для ущільнення поверхонь деталей зі зворотно-поступальним або обертальним характером руху. Пружні нерозрізні гумові кільця встановлюються в проточки прямокутного поперечного перерізу. Під впливом перепаду тиску робочої рідини ущільнюючі кільця упруго деформуються і створюють необхідну герметизацію. Знаходять промислове застосування також ущільнюючі гумові кільця різної геометричної форми в перетині Рис. 2.14: О-подібні, Х-подібні, D-подібні, Δ-образні та Т-подібні.



а) О-подібні; б) Х-подібні; в) D-подібні; г) Δ-подібні; д) Т-подібні.

Рис. 2.14.Пружні гумові ущільнюючі кільця:

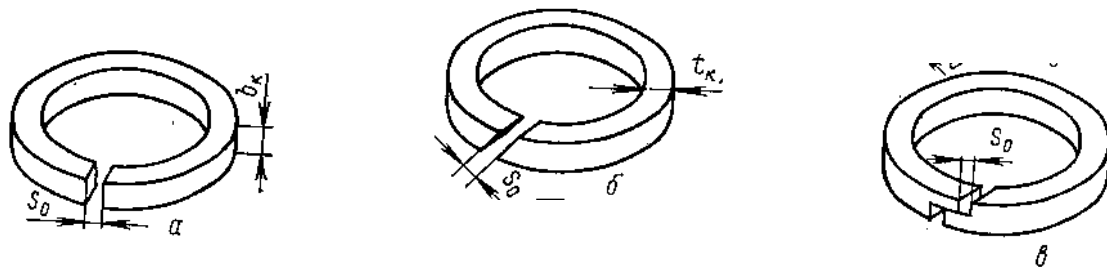
Пружні металеві розрізні ущільнення рис 66, так звані поршневі кільця, є універсальним засобом ущільнення поршнів діаметром до 200 мм; вони

виготовляються з чавуну марок СЧ 21-40 і СЧ 24-44, а великих діаметрів - з чавуну СЧ 18-36. Після термічної обробки твердість кільця повинна бути на 5-10 одиниць менше твердості внутрішньої поверхні циліндра. Поршневі металеві кільця мають прямокутний переріз і поміщаються в спеціальних канавках-проточках на поршні.

Число встановлюваних поршневих кілець (Рис. 2.15) - від 2 до 8 - залежить від виду робочої рідини, перепаду тиску, діаметра поршня. Геометричні розміри кілець вибирають за такими співвідношеннями:

$$\frac{D_B}{t_k} = 20 \div 30; \quad b_k = (1 \div 1.2)t_k \quad (2.38)$$

де D_B - внутрішній діаметр циліндра; b_k - ширина кільця; t_k - Товщина кільця.



а - замок з прямим стиком; б - замок з косим стиком; в - замок із ступінчастим стиком.

Рис. 2.15. Поршневі пружні кільця

При тиску до 5 МПа рекомендується застосовувати прямий стик у замку кільця (Рис. 2.15а), при тиску понад 5 МПа — косий стик під кутом 45—60° (Рис. 2.15б). Застосування косого, а також ступінчастого (Рис. 2.15в) стиків у замку кільця сприяє зменшенню витоків робочої рідини через зазор у зазорі кільця S_0 , рівний за нормальної температури 0,1-0,6 мм.

Вживання поршневих кілець ускладненої конструкції (здвоєних і вбудованих) також зменшує виток через зазори в замку і радіальний зазор між поршнем і кільцем.

Ущільнення для нерухомих з'єднань бувають переважно двох типів: з прокладками і без прокладок. Дія прокладочних ущільнень заснована на пластичній деформації матеріалу прокладки – шкіри, гуми, фторопласту, азбесту, фібри та інших м'яких матеріалів. З метою підвищення герметичності з'єднань прокладки просочуються парафіном, олією, оліфою з додаванням графіту. Часто

використовуються комбіновані прокладки, в яких м'який матеріал вмонтований у металевий корпус, а також металеві прокладки з м'яких металів (відпаленої червоної міді, свинцю, алюмінію та ін.). Прокладки виконуються плоскими, а також у вигляді кілець круглого, квадратного, прямокутного, трапецеїдального та трубчастого перерізу.

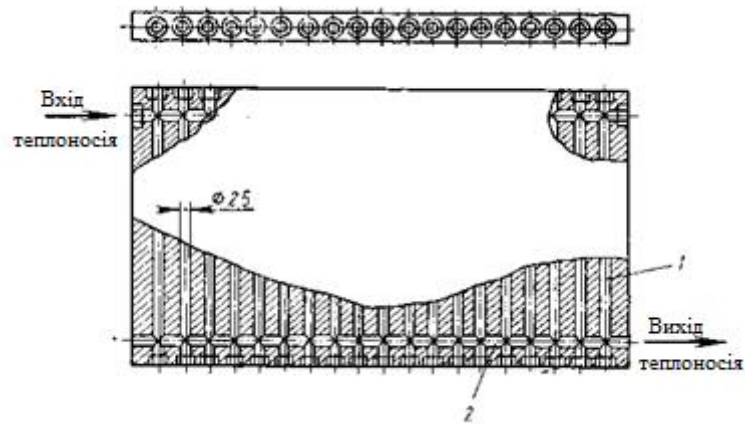
Виточки під прокладки, а також торцеві поверхні труб і фланців, що стикаються з прокладками, повинні бути ретельно оброблені. Розрахунок болтів фланцевого з'єднання, що працює з прокладкою, проводять за тиском на прокладку, що дорівнює подвоєному робочому тиску рідини в трубопроводі P_r .

Ущільнення нерухомих з'єднань без прокладок може бути досягнуто за рахунок точної пригонки деталей, що ущільнюються, скріплюваних потім болтами або іншими різьбовими з'єднаннями.

2.4.4. Нагрівальні плити

Нагрівальні плити є основним технологічно-конструктивним елементом, що передає пресматеріалу тиск формування виробів і необхідну кількість тепла. Конструктивно нагрівальні плити є плоскими масивними сталевими плитами з розташованою всередині системою каналів, в яких циркулює теплоносій. У систему нагрівання, охолодження та регулювання температури входять крім нагрівальних плит рухомий трубопровід для підведення теплоносія до рухомих плит преса, розподільна та регулююча апаратура.

На Рис. 2.16 представлено конструкцію нагрівальної плити багатоповерхового спеціалізованого преса для виробництва склопластиків. Система каналів для теплоносія, за допомогою якого нагріваються та охолоджуються плити, утворюється поруч паралельних свердлених нагрівальних каналів /, з'єднаних один з одним з'єднувальними каналами 2. Нагрівальні (канали свердлять на багатошпіндельних агрегатних верстатах свердлами діаметром 25 мм).



1 - нагрівальний канал; 2 - з'єднувальний канал.

Рис. 2.16. Нагрівальна плита

Важливою умовою отримання високоякісних виробів при пресуванні є рівномірність тисків, що лежить на поверхні плит, що залежить від їх жорсткості і точності механічної обробки. Для переробки матеріалів, що потребують тиску пресування до 5 МПа, застосовують нагрівальні плити товщиною 40-45 мм, що вимагають тисків пресування понад 5 МПа - плити товщиною 65-70 мм. Поверхня плит виконується по 6-7 класу шорсткості.

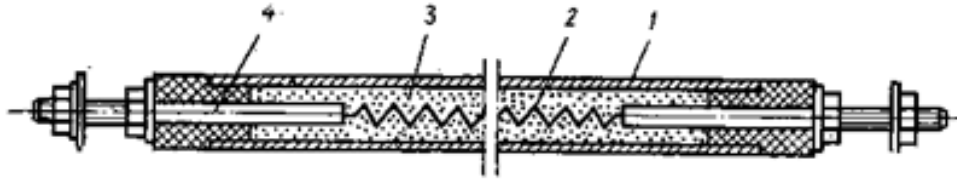
Нагрівання матеріалу в пресах, оснащених нагрівальними плитами, відбувається за рахунок пари, рідких теплоносіїв, а також за допомогою електронагрівачів. Нагрів насиченою парою забезпечує більш рівномірне температурне поле плит, ніж нагрівання водою. Але недоліком насиченої пари є те, що для зростання температури її насичення необхідно підвищувати тиск. Так, для отримання насиченої пари при температурі 473-523 К потрібен тиск до 4 МПа.

Як рідкі теплоносії застосовують перегріту воду, а також некиплячі (мінеральні олії, гліцерин, хлористий дифеніл) та висококиплячі (нафталін, диталілметан ДТМ і т.д.) рідини. У пресах застосовується примусова циркуляція теплоносія.

Вищі температури плит досягаються при використанні електричних нагрівачів. В даний час найбільш поширені трубчасті електронагрівачі опору ТЕН, що дозволяє зберегти конструкцію плити, що застосовується для парового та водяного нагріву.

Трубчастий електронагрівач Рис. 2.17 являє собою металеву трубу 1,

всередині якої знаходиться нагрівальна ніхромова спіраль 2. Простір труби навколо спіралі заповнений чистим кварцовим піском 3 або периклаз (порошкоподібним плавленим оксидом магнію). Введення спіралі виконані у вигляді шпильок 4, що виступають за торець нагрівачів. У нагрівальних плитах, а також у прес-формах використовуються електронагрівачі прямої та-подібної форми.



1 - металева труба; 2 - ніхромова спіраль; 3 - пісок; 4 - шпилька.

Рис. 2.17.Трубчастий електронагрівач опорного типу

Індукційне нагрівання плит використовується рідко, тому що при ньому виникає велика нерівномірність температурного поля плити через труднощі раціонального, з точки зору рівномірності нагрівання, розміщення індуктора.

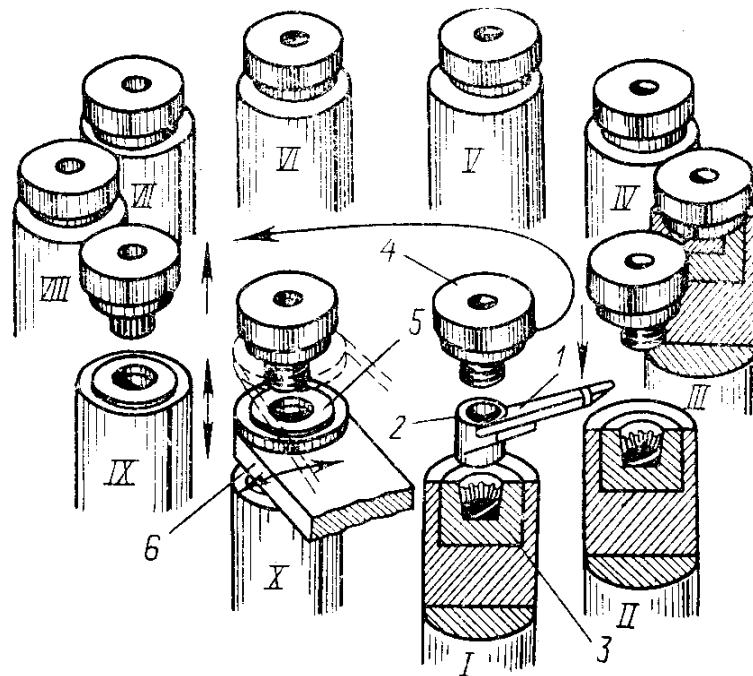
2.5. Роторні преси та роторні лінії

Істотним недоліком процесу пресування на традиційних пресах є необхідність витрати значної частини часу циклу пресування на виконання допоміжних операцій. Ці непродуктивні витрати часу включають вистій в зімкнутому та розімкнутому станах, завантаження сировини і видалення виробів і т.д. Завдання звільнення преса від ряду операцій і передача їх іншим пристроям може бути вирішена при використанні роторних пресів.

Роторні преси бувають револьверного і ротаційного типів. У перших ротор повертається періодично на певний кут, а в других - обертається безперервно.

Роторно-револьверний Рис. 2.18 десятипозиційний прес, схема якого представлена на Рис. 2.18, складається з десяти комплектів прес-інструменту (пуансона 4 і матриці 5) та десяти рухомих гідроциліндрів, що обертаються ротором за допомогою електроприводу. При роботі агрегату таблетка по лотку 1 через воронку 2 надходить в матрицю 3 - поз. I. Після змикання прес-інструменту гідроциліндром на поз. II підходить черга процесу витримки виробу на затвердіння

при послідовному переміщенні прес-інструменту на поз. III-VIII в зімкнутому стані. На поз. IX прес-форма розмикається, а на поз. X виріб знімається. У зв'язку з тим, що відпресованих виробів має різьбу, конструкція преса передбачає відкручування виробу з пуансона патроном 5 знімального пристрою 6. Надалі цикл пресування повторюється.

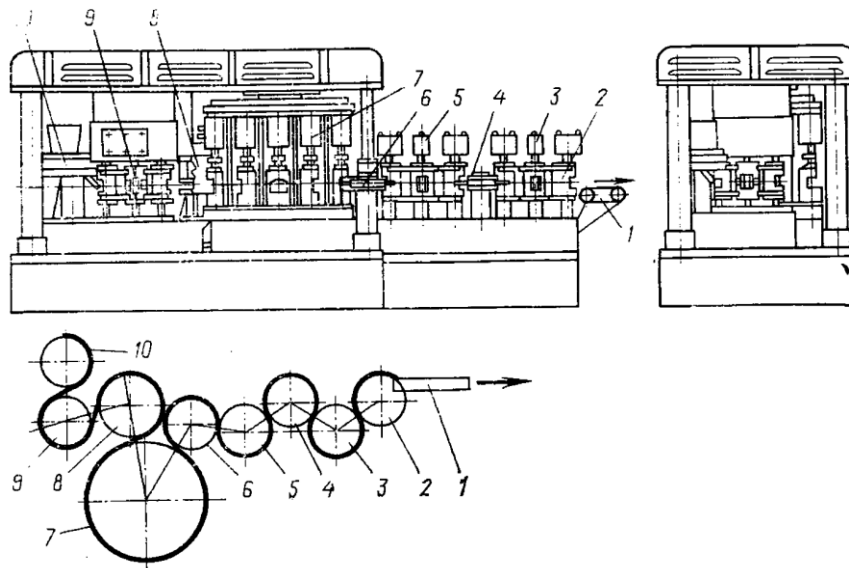


1 – лоток; 2 – воронка; 3 – матриця; 4 – пуансон; 5 – патрон знімного пристрою;
6 – знімний пристрій

Рис. 2.18.Схема роботи роторно-револьверного преса (поз. I-X-див. текст):

На роторному пресі зазвичай використовують одногніздні прес-форми, що дозволяє знизити зусилля пресування, полегшує нагрів і контроль температури, спрощує завантаження сировини і очищення оформлюючих порожнин прес-форм.

Найбільш повно вимогу автоматизації процесу пресування задовольняють роторні лінії Рис. 2.19, в яких поєднані в часі всі транспортні операції з виробничим операціями. Роторні лінії призначені для пресування виробів простої форми без арматури.



1 — лоток-конвеєр; 2, 4, 6, 9 — транспортні ротори; 3, 5 — ротори механічної обробки виробів; 7 — ротор пресування; 8 — ротор попереднього підігріву ТВЧ; 10 — ротор дозування і таблетування матеріалу.

Рис. 2.19.Схема роторної лінії

Роторна лінія складається з декількох синхронно обертаючих роторів, кожен з яких призначений для здійснення будь-якої технологічної або транспортної операції. Кожна з позицій ротора оснащена комплектом інструменту, який обертається з ротором і оброблюваним матеріалом. Робочий інструмент виконує необхідну робочу операцію для здійснення окремої фази технологічного циклу отримання виробу.

Роторна лінія, представлена на рис. 70, складається з п'яти технологічних і чотирьох транспортних роторів. Жорсткий кінематичний зв'язок всіх роторів з електродвигуном створює необхідні передумови для їх синхронного обертання. Ротор дозування і таблетування матеріалу 10 являє собою по суті ротаційну таблеткову машину. Таблетка матеріалу з ротора 10 по транспортному ротору 9 надходить на ротор попереднього підігріву струмом високої частоти (СВЧ) 8 і далі на ротор пресування 7. Ротор пресування складається з ряду комплектів пуансон-матриця з пристроями для їх змикання (оберталися разом з ротором гідроциліндрами). Транспортний ротор 5 переносить прес-виріб на ротор 5 для механічної обробки. Ці ж операції здійснюються додатково і на роторі 3 після надходження туди виробу з транспортного ротора 4. Далі ротор 2 переносить готовий виріб в лоток-конвеєр 1.

Продуктивність роторної лінії Q_p (виробів/г) визначається за формулою:

$$Q_p = 60n_p \frac{\alpha}{360t_u} \quad (2.39)$$

де n_p — число комплектів однотипних прес-форм; α — кут повороту пресуючого ротора; t_u — час циклу пресування виробу.

2.6. Преси-автомати

Сучасні гідравлічні преси - складні механізовані установки, які мають схеми управління з великою кількістю забезпечуючи роботу пресової установки зв'язків для автоматизації всіх процесів пресування, завантаження і вивантаження. Автоматизація дозволяє виключити випадковості ручного управління і жорстко регламентувати цикл пресування. У зв'язку з різними вимогами, що пред'являються до тих чи інших пресів, і різним їх призначенням, а також в різні періоди роботи застосовуються і різні режими управління: налагоджувальний, ручний, напіваавтоматичний і автоматичний.

Преси-автомати створюють на базі звичайних універсальних пресів і пресів-напіваавтоматів, на яких встановлюють додаткові пристрої: транспортуючі, дозуючі, розвантажувальні, контролюючі, сигнальні. Універсальними пресами називають такі, які пристосовані для компресійного і трансферного пресування. При компресійному пресуванні нижній трансферний циліндр використовують для виштовхування. У пресах-напіваавтоматах передбачається послідовне автоматизоване виконання операцій циклу з введенням ручного управління для зв'язку окремих груп операцій циклу.

Для пресування порошкових матеріалів використовуються одноопераційні преси-автомати з завантажувальними і знімними пристроями, що мають в основному пневматичний привід. Двоопераційні преси-автомати виконують таблетування матеріалів і пресування виробів. Триопераційні преси-автомати можуть виконувати таблетування, попередній підігрів матеріалу і пресування. Преси з програмним управлінням обладнані пристроями, програмують кілька величин: час

і тиск пресування, витримку на пресування і інші параметри циклу пресування.

Дво- і трипозиційні преси-автомати можуть бути оснащені пластикаційними черв'ячними приставками.

2.6.1. Механізми автоматичного завантаження матеріалів та зняття виробів.

Важливими складовими частинами загального часу циклу пресування є тривалість допоміжних операцій t_{T1} та t_{T2} , пов'язаних із завантаженням сировини та вивантаженням готових виробів:

$$t_y = t_n + t_e \quad (2.40)$$

де

$$t_n = t_{nn} + t_3 + t_e; \quad t_e = t_{T1} + t_{T2}$$

отримаємо вираз, для параметра K_m , характеризує ступінь механізації допоміжних операцій:

$$K_m = \frac{t_{\Pi}}{t_{\Pi} + t_B} \quad (2.41)$$

Чим менше значення t_B у порівнянні з оптимальним для даного процесу значенням t_{Π} , тим більше K_m і тим більше досконала механізація.

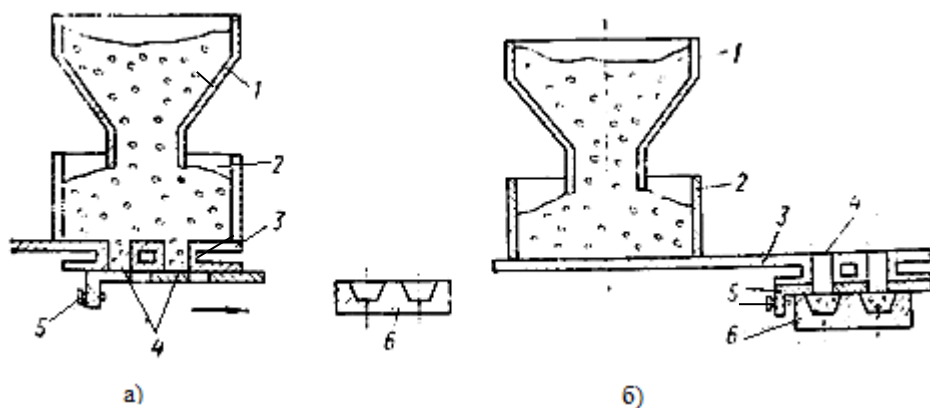
Аналіз величини k_m показує, що при значному t_{Π} підвищення продуктивності праці за рахунок скорочення часу завантажувально-розвантажувальних операцій малоефективне. Поява швидкотвердіючих прес-матеріалів і впровадження інтенсифікованих режимів пресування знизили t_{Π} і відповідно K_m при незмінному допоміжному часу. Таким чином, виникли передумови для зміни t_e шляхом вдосконалення механізації.

Існуючі в промисловості системи механізації можуть бути класифіковані за способом проведення операцій завантаження і вивантаження: поетапна завантаження сировини і вивантаження виробів і одночасне здійснення цих операцій. Застосовувані в пресах системи механізації підрозділяються на

двосторонні, коли завантаження і вивантаження відбувається з протилежних сторін преса, і односторонні, коли ці операції проводяться з одного боку.

Механізми завантаження і вивантаження працюють із застосуванням або без застосування металевих транспортуючих піддонів.

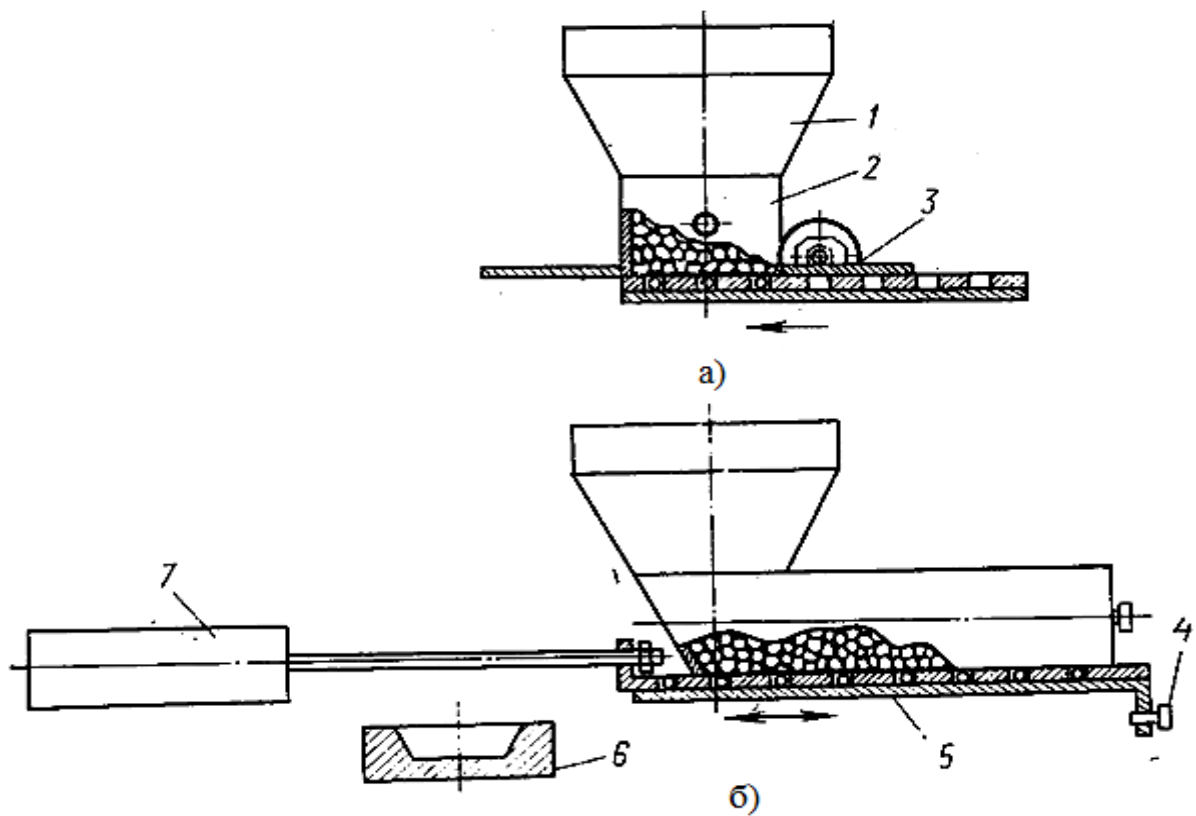
Завантаження порошкоподібних і гранульованих прес-матеріалів в прес-форму проводиться автоматичними механізмами шибєрного і шлангового типів. У завантажувальних пристроях шибєрного типу Рис. 2.20 є завантажувальні гнізда 4 прямокутного або круглого перерізу, об'єм яких можна регулювати. При роботі пристрою прес-матеріал із бункера 1 через живильник 2 потрапляє в гнізда 4 шибєрної плити 3 (поз. «а»). При цьому дно завантажувального гнізда закрито шибєрною заслінкою 5. Після переміщення плити 3 в поз. «б» над матрицею прес-форми 6 гнізда 4 відкриваються знизу, і матеріал висипається в порожнину матриці.



а – завантаження гнізд шибєрної плити; б - завантаження матриці;
1 – бункер; 2 – живильник; 3 – шибєрна плита; 4 – гнізда; 5 – шибєрна заслінка; 6 – матриця прес-форми.

Рис. 2.20. Автоматичний завантажувальний пристрій шибєрного типу:

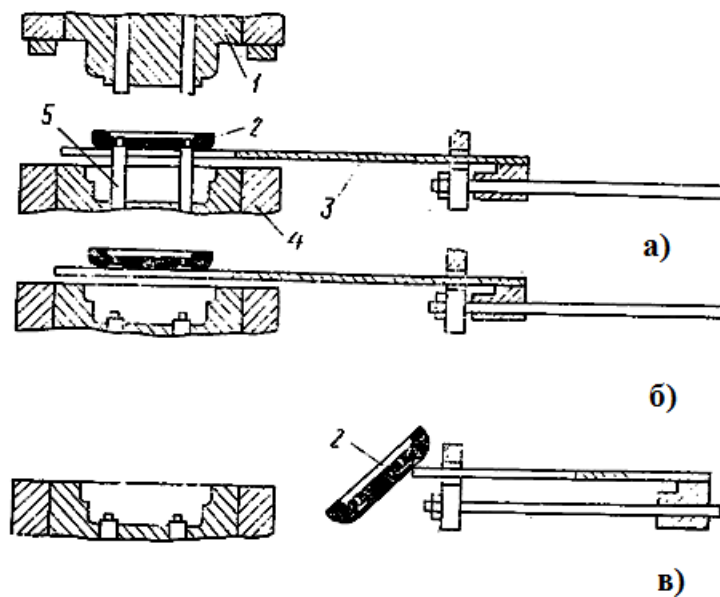
Завантажувальні пристрої шлангового типу більш складні за конструкцією і відрізняються від завантажувальних пристроїв шибєрного типу тим, що прес-матеріал надходить в матрицю через гнучкі шланги, що підводяться до оформлюючої порожнини під час завантаження.



а — завантаження таблеток в отвір шиберної плити; б - перенос таблеток шиберною плитою в порожнину матриці;

1 — бункер; 2 — завантажувальний лоток; 3 — шиберна плита; 4 — гвинт; 5 — шиберна заслінка; 6 — матриця прес-форми; 7 — гідроциліндр.

Рис. 2.21. Автоматичний пристрій для завантаження таблеток в багатогнізду прес-форму:



1 — пуансон; 2 — виріб; 3 — вилка; 4 — матриця; 5 — шпилька виштовхувача.

Рис. 2.22. Автоматичний пристрій для видалення виробів з матриці (а, б, в — див. текст):

Об'ємне дозування сипучого прес-матеріалу не забезпечує високої точності завантаження в порівнянні з виконанням цієї операції при використанні сировини у вигляді таблеток. Для завантаження циліндричних таблеток знаходять застосування пристрої дискового вібраційного і шибєрного типів. Один з таких пристроїв для завантаження таблеток кулястої форми показаний на Рис. 2.21. У положенні «а» завантажувальний лоток 2 завантажується таблетками із бункера 1. При цьому під впливом вібраційних коливань, які надходять шибєрній плиті 3 в напрямку, поперечному її переміщенню, таблетки виходять через завантажувальну щілину з лотка 2 і розташовуються в гніздах плити 3. При переміщенні завантажувального пристрою в положення «завантаження» за допомогою гідроциліндра 7 і збігу гнізд плити 3 з порожнинами матриці 6, яке забезпечується гвинтом, шибєрна заслінка 5 відкривається, і відбувається перевантаження таблеток в матрицю.

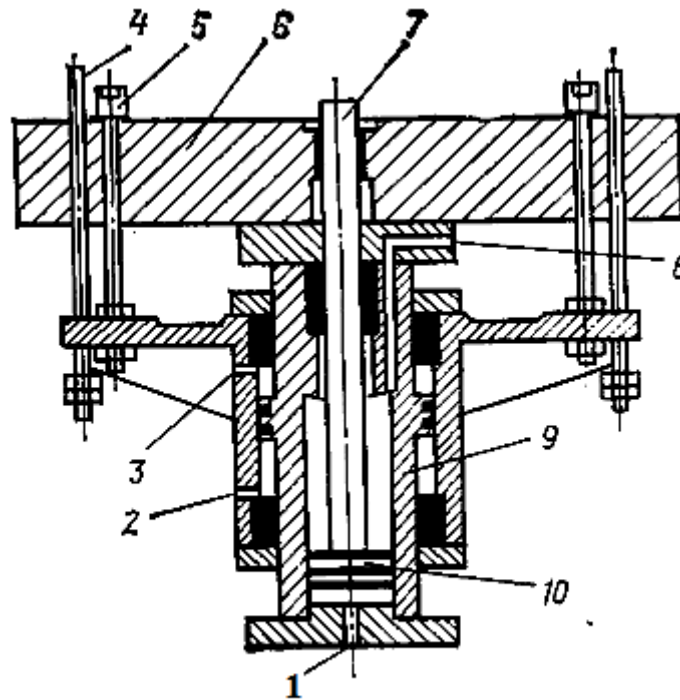
Пристрої для видалення готових виробів служать для вивантаження відпресованих виробів після їх виштовхування з порожнини форми. При схемі виштовхування виробів знизу (Рис. 2.22) в зазор між матрицею 4 і виробом 2 вводиться вилка 3 з прорізами для шпильок поршня 5 (Рис. 2.22а). Після опускання поршня (Рис. 2.22б) виріб залишається на вилці і віддаляється із порожнини змикання напівформ (Рис. 2.22в). При схемі виштовхування виробів зверху останні скидаються на приймальний лоток і переміщаються в приймальню тару.

Після закінчення процесу пресування і видалення готового виробу порожнина форми очищається від облою струменями стисненого повітря, що підводиться з автоматично переміщуючих гнучких шлангів. Очищення порожнини форми може бути поєднане в часі з видаленням виробів, яке може також проводитися за допомогою пневматичного пристрою.

2.6.2. Спеціалізовані преси

Принцип дії більшості гідравлічних пресів і методика проведення технологічних процесів на них аналогічні, але в конструкції можуть бути істотні відмінності, пов'язані з проведенням специфічних операцій або з отриманням особливого виду виробів. До таких пресів відносяться спеціалізовані преси, зокрема, *преси для литтєвого пресування реактопластів і гумових сумішей.*

Методом литтєвого пресування переробляються реактопласти і гумові суміші на пресах, що мають додатковий нижній гідравлічний циліндр Рис. 80 для нагнітання розплаву матеріалу в пресформу. Рух трансферного плунжера 7 відбувається під тиском рідини, що надходить через отвори 1 і 8 в порожнину трансферного циліндра 9. Переміщення нижньої поперечки 6 для створення зусилля змикання форми здійснюється при нагнітанні робочої рідини через отвори 2 і 3 в порожнину силового циліндра 10. Тяги 4 і 5 призначені для верхнього і нижнього виштовхування виробів.



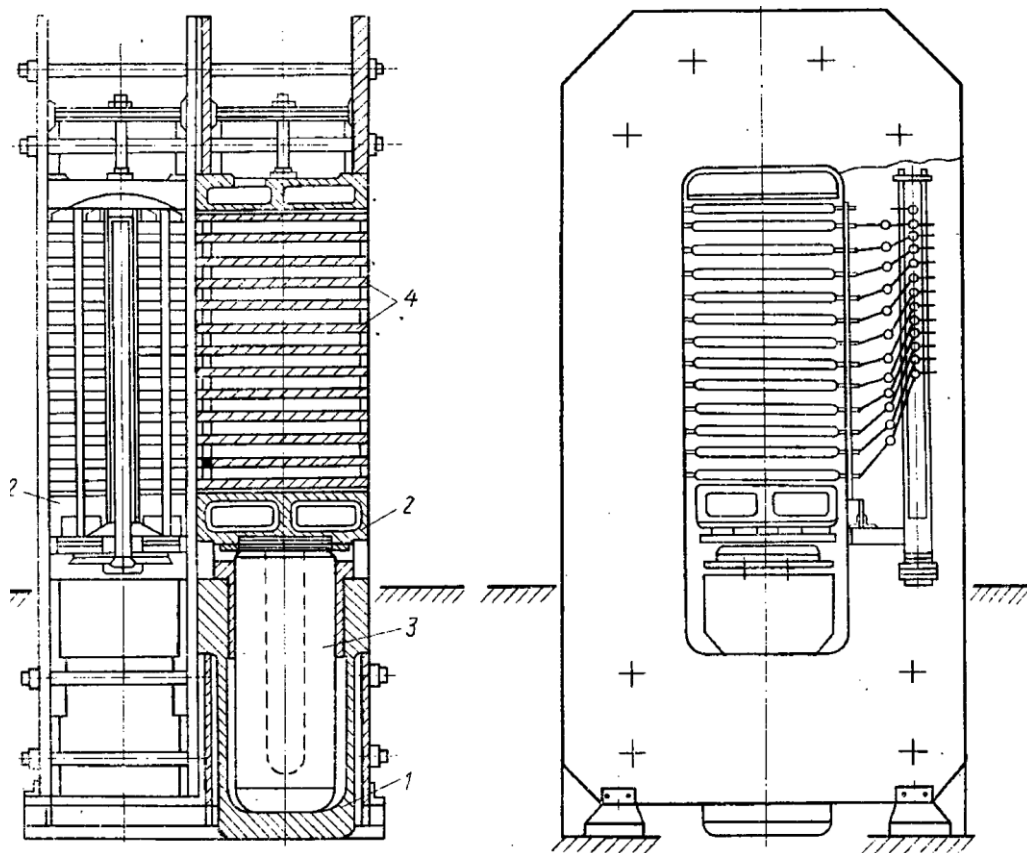
1, 8 - отвори для нагнітання рідини в трансферний циліндр; 2, 3 - отвори для нагнітання рідини в силовий циліндр; 4, 5 - тяги виштовхувачів; 6 – нижня поперечина; 7 - плунжер; 9 - трансферний циліндр; 10 силовий циліндр

Рис. 2.23.Вузол литтєвого пресування преса-автомата

Методом литтєвого пресування переробляються реактопласти і гумові суміші на пресах, що мають додатковий нижній гідравлічний циліндр для нагнітання розплаву матеріалу. Рух трансферного плунжера 7 (Рис. 2.23) відбувається під тиском рідини, що надходить через отвори 1 і 8 в порожнину трансферного циліндра 9. Переміщення нижньої поперечки 6 для створення зусилля змикання форми здійснюється при нагнітанні робочої рідини через отвори 2 і 3 в порожнину силового циліндра 10. Тяги 4 і 5 служать для верхнього і нижнього виштовхування

виробів.

Поверхові преси Рис. 2.24 застосовуються для отримання листових виробів з шаруватих і композиційних матеріалів, а також для вулканізації великогабаритних виробів. Листові вироби і заготовки пресують між плитами, нагрітими до температури, заданої технологічним режимом, і під тиском, що забезпечує необхідне ущільнення матеріалу. Для підвищення продуктивності преса доцільно збільшення площі пресованого матеріалу. Тому преси для виготовлення листових матеріалів виконують з великим числом плит, розташованих одна над іншою. Кожен проміжок між плитами утворює один робочий поверх.



1 — гідроциліндр; 2- рухома поперечина; 3 - плунжер; 4- поверхові плити.

Рис. 2.24. Поверховий прес-автомат

На пресі встановлені два гідроциліндра 1 з плунжерами 3 і рухомими поперечинами 2. Над кожною поперечиною 2 укріплені тринадцять поверхових плит 4, які обігріваються перегрітою водою. Прес обслуговується камерами-етажерками для завантаження заготовок у вигляді пакетів і вивантаження відпресованих листових виробів.

Література

1. А.І. Дубиніна , Обладнання хімічних виробництв та підприємств будівельних матеріалів: навч. посібник / А.І. Дубинін, В.М. Атаманюк, В.П. Дулеба, Д.М. Симак; за ред. проф. А.І. Дубиніна. – Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2013. – 292 с.
2. Soroka, W Fundamentals of Packaging Technology. — IoPP, 2002. — ISBN 1-930268-25-4
3. Обґрунтування режиму роботи обладнання для змішування компонентів сумішей для таблетування / О. О. Чепелюк, О. М. Чепелюк, О. О. Губеня / Харчова промисловість. - 2018. - № 24. - С. 118-124.
4. Шибецький, В.Ю. Розробка конструкції таблетовочної машини для виробництва тритураційних таблеток [Текст] / В.Ю. Шибецький, В.В. Поводзинський // «Технологічний аудит та резерви виробництва». - 2014. - №4(17). - с. 4- 8. (5с).
5. Технологія ліків промислового виробництва: підручник для студ. вищ. навч. закл. : в 2-х ч. / В. І. Чуєшов, Є.В. Гладух, І. В. Сайко та ін. - 2-е вид., перероб. і доп. - Х. : НФаУ : Оригінал, 2012. - Ч. 1. - 694 с. : іл.
6. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи : конспект лекцій / укладач Е. В. Колісніченко, А. С. Мандрика, В. О Панченко. – Суми : Сумський державний університет, 2021. – 176 с.
7. Дежко В. І. Гідрогазодинаміка : навч. посіб. / В. І. Дежко, В. О. Виноградов-Салтиков, В. Г. Федоров. – Київ : НТУУ «КПІ», 2014. – 414 с.
8. Константинов Ю. М. Технічна механіка рідини і газу : підручник / Ю. М. Константинов, О. О. Гіжа. – Київ : Вища школа, 2002. – 277 с.
9. Гідравліка, гідро- та пневмопривод : підруч. / за ред. О. О. Федорця, О. Ф. Саленка. – 2-ге видання, переробл. і допов. – Київ : Знання, 2009. – 502 с. – (Вища освіта XXI століття).
- 10.Krasowski E. Hydraulics. Hydraulics machines / E. Krasowski, I. Nikolenko, J. Gliński, A. Dashchenko, S. Sosnowski. – Lublin: Polish Academy of Sciences Branch in Lublin, 2011. – 350 p
- 11.Гідравліка і гідропривод: довідник / В.Г. Федоров, Н.С. Мамелюк, О.І. Кепко,

- О.С. Пушка; за ред. В.Г.Федорова. Умань: Видавничополіграфічний центр «Візаві», 2017. – 135 с.
- 12.Пелевін Л. Є., Міщук Д. О., Рашківський В.П., Горбатюк Є.В.Гідравліка, гідромашини та гідропневмоавтоматика: Підручник ,КНУБА, МОНУ.-Київ, 2015.-340 с.
- 13.Назаренко І.І. Машини і устаткування підприємств будівельних матеріалів: Конструкції та основи експлуатації: Підручник / І.І. Назаренко, О.В. Тумановська. – К.: Вища школа, 2004. – 590 с. 2.
14. Технологія лікарських препаратів промислового виробництва, За ред. Д. І. Дмитрієвського. - Вінниця: НОВА КНИГА, 2008. - 280 с.
- 15.Басов Н. И., Казанков Ю. В., Любартович В. А. Расчет и конструирование оборудования для производства и переработки полимерных материалов - М: Химия, 1986. – 488 с.
- 16.D.E. Walsh Do It Yourself Vacuum Forming for the Hobbyist, Workshop Publishing, Lake Orion, MI, 2002
- 17.Yam, K. L. Encyclopedia of Packaging Technology. — John Wiley & Sons, 2009. — ISBN 978-0-470-08704-6
- 18.Основні процеси, машини та апарати хімічних виробництв: Підручник / І. В. Коваленко, В. В. Малиновський. — К.: Інрес : Воля, 2005. — 264 с.: іл. — Бібліогр.: с. 253—255. ISBN 966-8329-26-0
- 19.Технологічні основи перероблення полімерних матеріалів [Електронний ресурс] : навч. посіб. .І. О. Мікульонок. 2-ге вид., переробл. та доповн. ; КПІ ім. Ігоря Сікорського. – Електронні текстові дані (1 файл: 7,21 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020. – 292 с. – Бібліогр.: с. 287–288.
- 20.Технологічне обладнання виробництва будівельних та полімерних виробів - 1. Обладнання будівельних матеріалів і виробів. Лабораторний практикум з навчальної дисципліни : навчальний посібник / В. І. Сівецький, В. М. Куриленко, І. І. Івіцький. — Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2018. — 45 с
- 21.Воронін В.Г. Гідравлічні преси с безаккумуляторним маслonaсосним приводом. - М.: Машинобудування, - 2004.- 264 с
- 22.Кулінченко В. Р. К 90 Гідравліка, гідравлічні машини і гідропривід: Підручник. — Київ: Фірма «ІНК ОС», Центр навчальної літератури, 2006. - 616 с.

- 23.Сівецький В.І. Обладнання переробки полімерів: Екструзійно-пресове устаткування. Конспект лекцій. — Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2018. — 68 с.
- 24.Сівецький В.І. Сокольський О.Л. Методичні вказівки до практичних занять по курсу Технологічне обладнання хімічних ,полімерних та силікатних виробництв НТУУ «КПІ» 2007р.

Інформаційні ресурси

Електронні ресурси з курсу «Пресове обладнання», а саме:

- Робоча програма навчальної дисципліни (Силабус),
- методичні вказівки до виконання практичних робіт,
- методичні вказівки до виконання самостійної роботи розміщено за

адресою <http://cpsm.kpi.ua/mr.html>, а також у електронному кампусі.

Сівецький Володимир Іванович
Швачко Денис Григорович

ПРЕСОВЕ ОБЛАДНАННЯ
Навчальний посібник

*для студентів,
які навчаються за спеціальностями 131 «Прикладна механіка»
133 «Галузеве машинобудування»
за спеціалізаціями «Інжиніринг паковань та пакувального обладнання»,
«Інжиніринг та комп'ютерно-інтегровані технології проектування інноваційного
галузевого обладнання»*

Комп'ютерна правка та верстка – *авторські*